

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
імені адмірала Макарова

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ

Завідуючий кафедрою ДВЗ, У та ТЕ

к.т.н., доцент

Гогоренко О. А.

« ____ » _____ 2022 р.

ДИПЛОМНА РОБОТА

Тема: «Розрахунок суднового двигуна типу
5ДКРН 60/230 (Mitsubishi UEC60LSII)»

Виконав студент: Кулігін Д. Д.

підпис

Керівник: Митрофанов О. С.

підпис

2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний інститут

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ

_____ к.т.н. доц. Гогоренко О. А.

“ ____ ” _____ 2022 р.

Завдання

на виконання дипломної роботи бакалавра
за спеціальністю 142 «Енергетичне машинобудування»
спеціальність «Двигуни внутрішнього згоряння»

Тема роботи: «Розрахунок суднового двигуна типу 5ДКРН 60/230 (Mitsubishi UEC60LSII)».

Затверджено розпорядженням директора
машинобудівного інституту НУК № _____ від « ____ » _____ 20__ р.

Виконавець: студент групи 2227ст Кулігін Денис Дмитрович

ЗМІСТ ДИПЛОМНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Вступ

Розділ 1. Опис конструкції двигуна.

- 1.1. Технічні характеристики двигуна. Сфера його застосування.
- 1.2. Опис загальної будови двигуна.

Розділ 2. Перевірочний розрахунок робочого циклу двигуна

- 2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для розрахунку робочого циклу двигуна.
- 2.2. Розрахунок робочого циклу двигуна.
- 2.3. Розрахунок і побудова індикаторної діаграми.

Розділ 3. Перевірочний розрахунок динаміки ДВЗ.

- 3.1. Розрахунок і побудова діаграм динаміки двигуна.
- 3.2. Перевірка врівноваженості двигуна графічним методом.

Розділ 4. Перевірочні розрахунки відцентрового компресора для агрегату нагдуву (насоса системи охолодження) двигуна.

- 4.1. Визначення основних параметрів компресора (насоса).
- 4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора (насоса).
- 4.3. Розробка загальної компоновки компресора (насоса) та його основних елементів.

Розділ 5. Розрахунок і розробка принципів схем систем, що обслуговують двигун.

Розділ 6. Охорона праці

Висновки.

Список літератури.

ОБСЯГ РОБОТИ ТА ОСНОВНІ ВИМОГИ

Розрахунково-пояснювальна записка (50-60) сторінок рукописного чи машинописного тексту має містити обґрунтування вихідної інформації, розрахунки, графіки, ескізи щодо двигунів внутрішнього згоряння.

Графічна частина роботи (4 аркуша формату А-1) повинна включати:

1. Поперечний розріз двигуна – 1 ар.
2. Діаграми динаміки двигуна – 1 ар.
3. Принципові схеми систем, що обслуговують двигун – 1 ар.
4. Розріз турбокомпресора, або насоса – 1 ар.

Оформлення дипломної роботи здійснюється у відповідності з вимогами ЄСКД та ДСТУ.

Керівник роботи

Митрофанов О. С.

Завдання прийняв до виконання студент

Кулігін Д. Д.

Завдання видано «_____» _____ 2022 р.

Термін подання роботи на кафедру «_____» _____ 2022 р.

Анотація

У пояснювальній записці до дипломної роботи на тему «*Розрахунок суднового двигуна типу 5ДКРН 60/230 (Mitsubishi UEC60LSII)*» розглянуто основні питання проектування та розрахунку малообертового суднового двигуна UEC60LSII виробництва фірми Mitsubishi.

У першому розділі представлено опис конструкції та основних систем малообертового суднового двигуна 5ДКРН 60/230. Графічна частина розділу містить креслення двигуна.

У другому розділі виконано розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи головного суднового двигуна та розглянуто можливі шляхи підвищення його ефективних показників.

У третьому та четвертому розділах виконано розрахунок динаміки двигуна, розрахунок та проектування компресора у складі турбокомпресора для наддуву відповідно. Графічна частина розділів містить креслення індикаторну діаграму, діаграми динаміки двигуна та креслення турбокомпресора.

П'ятий розділ присвячено розробці основних систем головного двигуна 5ДКРН 60/230. Графічна частина розділу містить креслення систем двигуна.

Розрахунок робочого циклу, динаміки та компресора у складі турбокомпресора виконано за допомогою ЕОМ.

Дипломна робота виконана українською мовою на 113 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. Використано 16 джерел. Графічна частина представлена чотирма кресленнями формату А1.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Зміст

Вступ

- 1.1. Опис конструкції малообертового суднового двигуна типу 5ДКРН 60/230
- 1.2. Висновок до розділу
- 2. Моделювання робочого циклу суднового двигуна 5ДКРН 60/230
 - 2.1. Вимоги до проектуваного головного двигуна
 - 2.2. Розрахунок робочого циклу двотактного двигуна
 - 2.3. Побудова індикаторної діаграми двотактного малообертового двигуна 5ДКРН 60/230
 - 2.4. Висновки до розділу
- 3.1. Розрахунки динаміки суднового малообертового двигуна типу 5ДКРН 60/230
- 3.2. Висновки до розділу
- 4.1. Розрахунок турбокомпресора двигуна 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII)
- 4.2. Опис спроектованого агрегату наддуву
- 4.3. Висновки до розділу
- 5. Розрахунок та розробка принципів схем систем двигуна 5ДКРН 60/230
 - 5.1. Розрахунок та розробка паливної системи двигуна 5ДКРН 60/230
 - 5.2. Розрахунок та розробка масляної системи двигуна 5ДКРН 60/230
 - 5.3. Розрахунок та розробка системи охолодження двигуна 5ДКРН 60/230
 - 5.4. Розрахунок та розробка системи стиснутого повітря двигуна 5ДКРН 60/230
 - 5.5. Опис системи повітропостачання та газовідводу двигуна 5ДКРН 60/230
 - 5.6. Висновки до розділу

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- 6. Охорона праці при експлуатації двигуна 5ДКРН 60/230
 - 6.1. Вступ
 - 6.2. Можлива шкода та небезпека при обслуговуванні або виготовленні двигуна 5ДКРН 60/230
 - 6.3. Розрахунки рівня шуму й вібрації в приміщенні машинного відділення
 - 6.4. Правила виконання ремонтних робіт на двигуні 5ДКРН 60/230
 - 6.5. Розрахунок механічної вентиляції по надлишкових тепловиділеннях у машинному відділенні
 - 6.6. Пожежна безпека при експлуатації двигуна 5ДКРН 60/230
 - 6.7. Висновки до розділу
 - Висновок по проекту
 - Список використаної літератури

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Згідно із завданням кафедри ДВЗ, У та ТЕ виконано дипломну роботу на тему: *«Розрахунок суднового двигуна типу 5ДКРН 60/230 (Mitsubishi UEC60LSII)»*. Двигун типу 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII) виробництва фірми Mitsubishi є малообертовим двигуном, призначеним для використання у якості головного суднового двигуна при роботі на прямій передачі на гребний гвинт.

Дипломна робота пов'язана із розглядом конструкції та основних елементів судового малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 (Mitsubishi UEC60LSII), розрахунком робочого циклу та підвищенням його ефективних параметрів за допомогою змінення тиску наддуву та проектування агрегату наддуву. У роботі здійснюються розрахунки усіх елементів проточної частини компресору агрегату наддуву, на підставі чого робиться креслення повздовжнього перерізу турбокомпресора базуючись на конструкції турбокомпресора-прототипу зі зміною тих елементів конструкції прототипу, які не можуть забезпечити достатню працездатність компресора з урахуванням його нових параметрів.

Також, у дипломній роботі виконано розрахунок динаміки малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 (Mitsubishi UEC60LSII) та здійснено розрахунок і розробку основних системи. Розглянуто основні питання щодо охорони праці при виконанні робіт з обслуговування двигуна.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Опис конструкції двигуна 5ДКРН 60/230		
Студент		Кулігін Д.Д.					
Керівник		Митрофанов О.С.					
					Літ.	Арк.	Аркушів
					НУК		

1.1. Опис конструкції малообертового суднового двигуна типу 5ДКРН 60/230

Дизельний двигун 5ДКРН 60/230 (завдське маркування Mitsubishi UEC60LSII) є двохтактним, п'ятициліндровим, реверсивним однорядним двигуном з вертикально-розташованими робочими циліндрами. Поперечне креслення якого подано на рис. 1.1.

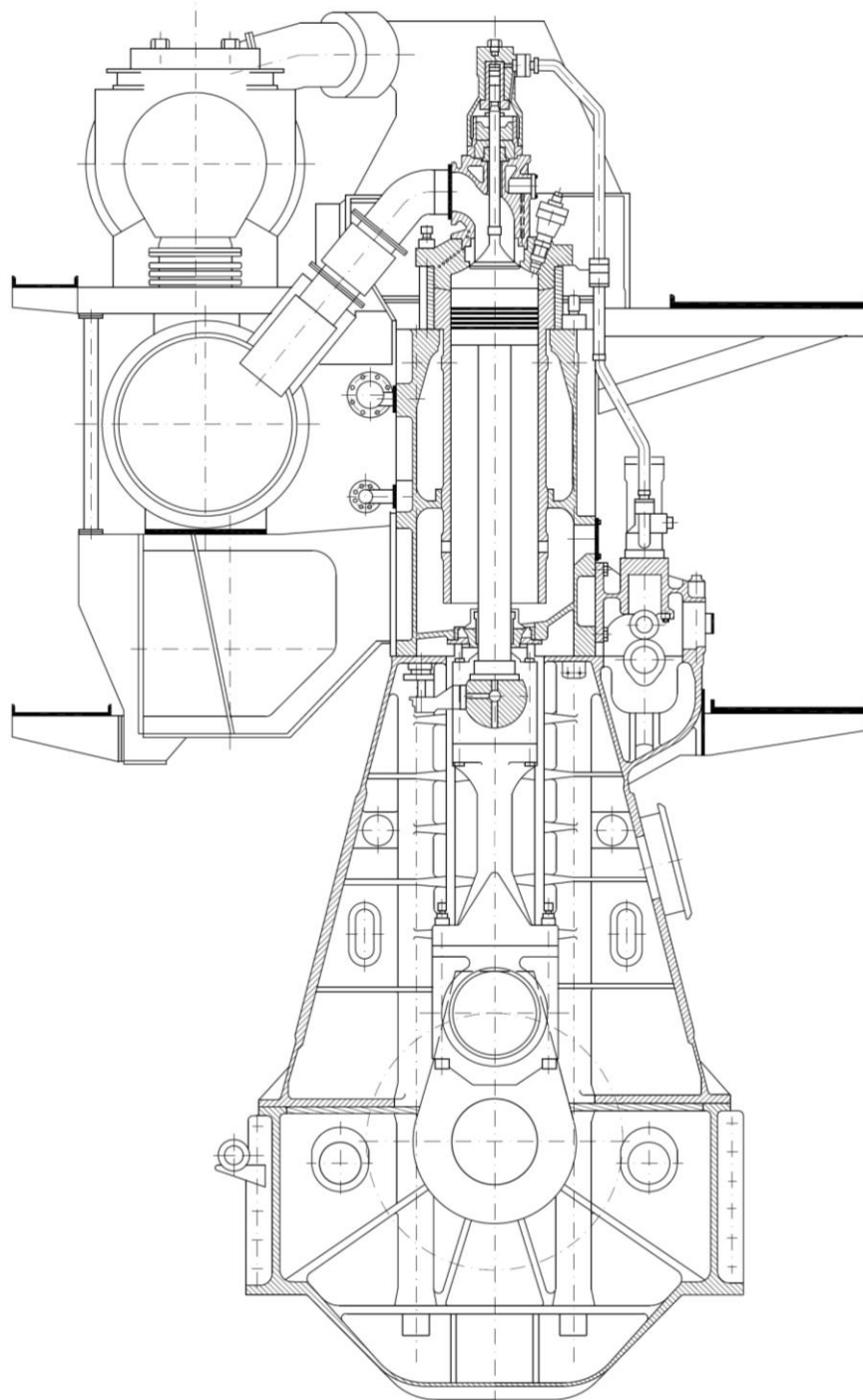


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд малообертового суднового двигуна 5ДКРН 60/230 (Mitsubishi UEC60LSII)

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Фундаментна рама двигуна, представлена на рис. 1.2, має спрощену коробчасту форму, а саме – сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна спеціальними болтами на сталевих клинах. Поперечні опори фундаментної рами є сталевими литими з отворами для виходу анкерних зв'язків.

Вкладиші рамових підшипників сталеві тонкостінні залиті бабітом. У кормовій частині піддона фундаментної рами двигуна присутній отвір, закритий захисною сіткою, для зливу масла з картера дизеля в циркуляційну масляну цистерну, яка розташована під двигуном у подвійному дні корпусу судна. У кормі двигуна є відсік приводів з вбудованим у ньому упорним підшипником.

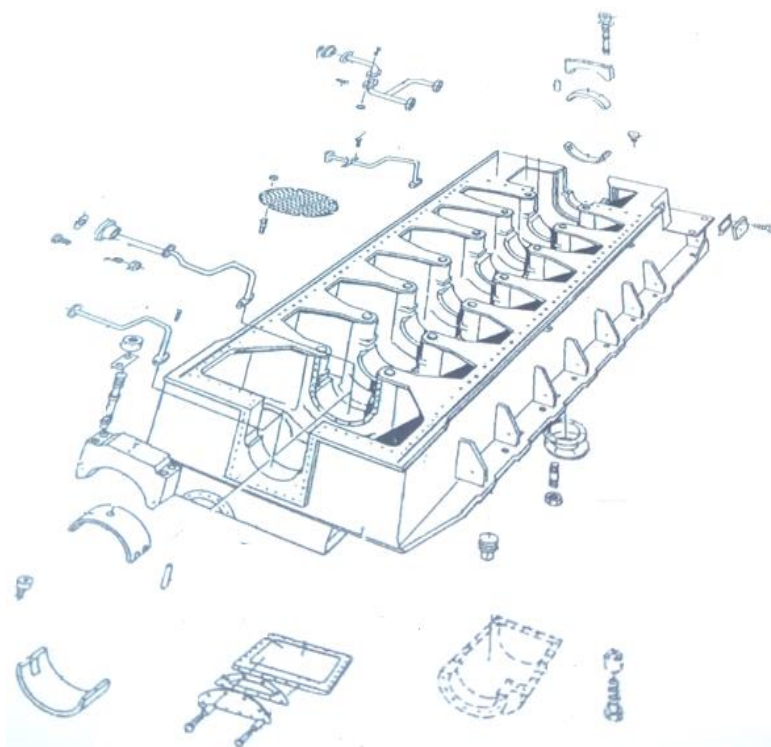


Рисунок 1.2 – Фундаментна рама малообертового судового двигуна типу 5ДКРН 60/230

Станина двигуна 5ДКРН 60/230 є сталевую суцільнозварною з вхідними люками у кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку керування. Відсік приводів має люк з протилежного боку. Запобіжні клапани картера у кількості 5 одиниць розташовані у верхній станині з боку газовихлопу двигуна та один розміщено з носового торця дизеля. Кожен робочий циліндр двигуна має по чотири сталевих направляючих крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Блок циліндрів двигуна 5ДКРН 60/230 складено в єдиний моноблок за допомогою призонних болтів з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована зіставна циліндрова втулка, яка складається з двох частин з роз'ємом розміщеним вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки робочого циліндру виготовляються з модифікованого чавуну.

У верхньому бурті нижньої частині втулки робочого циліндру просвердлено отвори для встановлення восьми штуцерів підведення циліндрової змазки. Верхня частина втулки робочого циліндру зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою для забезпечення охолодження. В районі камери згоряння втулка робочого циліндру має косі свердління для проходження охолоджуючої води.

Ущільнення втулки робочого циліндру двигуна забезпечується у нижній частині за допомогою чотирьох гумовими кілець, а у верхній частині в районі сорочки охолодження – двох гумових кілець (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою робочого циліндру й блоком двигуна забезпечується за допомогою притиранням посадочних місць (без використання прокладок), а між втулкою та кришкою – ущільнювальним кільцем виконаним з м'якого заліза.

Перепуск охолоджуючої рідини з блоку циліндрів в сорочку охолодження здійснюється за допомогою чотирьох перепускних патрубків, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним патрубкам.

Втулка робочого циліндра, представлена на рис. 1.3, є суцільнолитою, виготовленою з модифікованого чавуну та має у нижній частині 30 продувних вікон.

Масивний бурт вірніше частини втулки має свердління для проходження охолоджуючої рідини з зарубашечного простору в кришку робочого циліндра (що притаманно двигунам фірми Mitsubishi більш ранніх модифікацій).

Змащення циліндрової втулки здійснюється за допомогою двох рядів отворів для подачі циліндрового масла у верхній частині втулки робочого циліндру. З боку дзеркала циліндру кожен отвір має роздавальні канавки масла.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

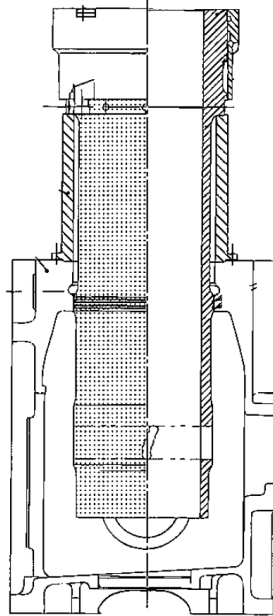


Рисунок 1.3 – Втулка робочого циліндра двигуна 5ДКРН 60/230

Кришка робочого циліндра, представлена на рис. 1.4, є сталевую литою, ковпачкового типу, зі свердлінням для проходження охолоджуючої рідини. У кришці симетрично розташовані дві паливні форсунки, один випускний клапан, індикаторний кран та запобіжний клапан. Кришка робочого циліндра кріпиться до блоку за допомогою шістнадцяти шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхньої частини втулки робочого циліндру.

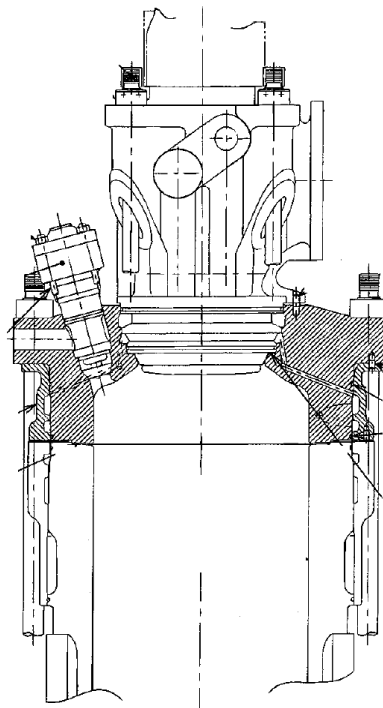


Рисунок 1.4 – Кришка робочого циліндра двигуна 5ДКРН 60/230

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Поршень двигуна 5ДКРН 60/230, представлений на рис. 1.5, має сталеву головку та укорочену чавунну юбку. На поршні розміщено чотири компресійних кільця, на юбці встановлено два красномідних приработочних паска. Поршень двигуна охолоджується маслом, яке подається та відводиться за допомогою свердління у поперечині крейцкопфа й сталевій трубки розміщеної усередині штока. Поршень виготовлено з хром-молібденової легованої сталі.

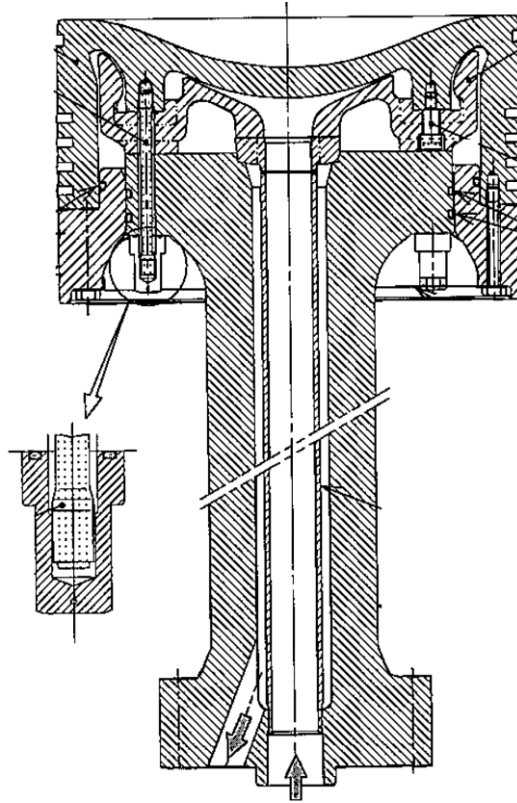


Рисунок 1.5 – Поршень двигуна 5ДКРН 60/230

Крейцкопф двигуна 5ДКРН 60/230 двосторонній, з чотирма повзунами, які залито бабітом (рис. 1.6). Поперечина крейцкопфа кована зі сталі та має просвердлений канал для проходження масла. До поперечини крейцкопфа кріпиться за допомогою різьбових з'єднань підп'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення змащення, а також зливна труба масла, що використовується для охолодження поршня.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

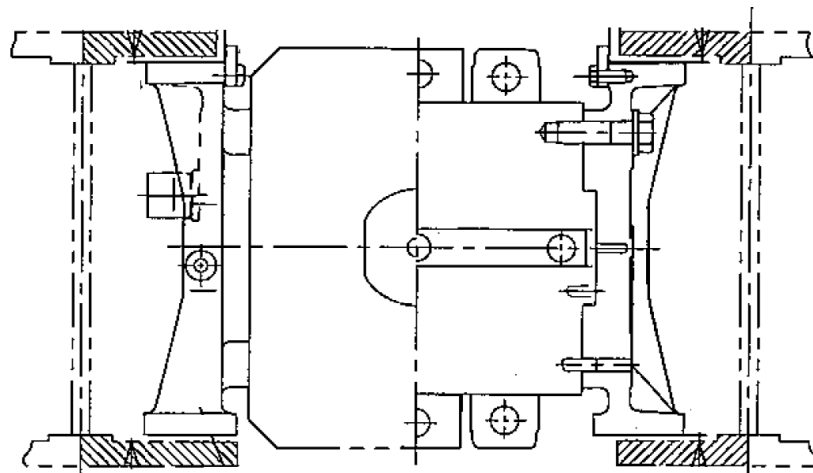


Рисунок 1.6 – Крейцкопф двигуна 5ДКРН 60/230

Колінчастий вал двигуна 5ДКРН 60/230, представлений на рис. 1.7, сталевий та полузіставний, кривошипи литі, а рамові шийки запресовані. У носовій частині двигуна на валу є поршень демпфера осьових коливань, а також розміщенна однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважуючими балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться дворядна зірочка приводу розподільчого валу. Упорний гребінь з упорним підшипником розміщені у відсіку приводів.

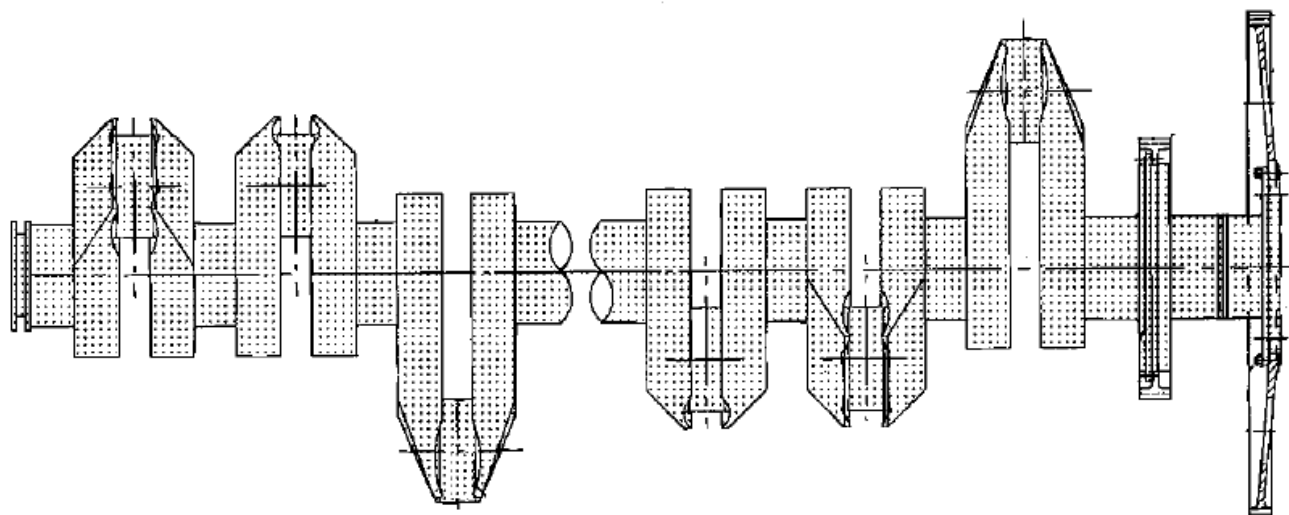


Рисунок 1.7 – Колінчастий вал двигуна 5ДКРН 60/230

Шатун двигуна 5ДКРН 60/230, представлений на рис. 1.8, виготовлено у вигляді сталеві відливки з подальшим куванням та механічною обробкою. Верхня головка шатуна безвильчатого типу, верхня та нижня головки є невід'ємними.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

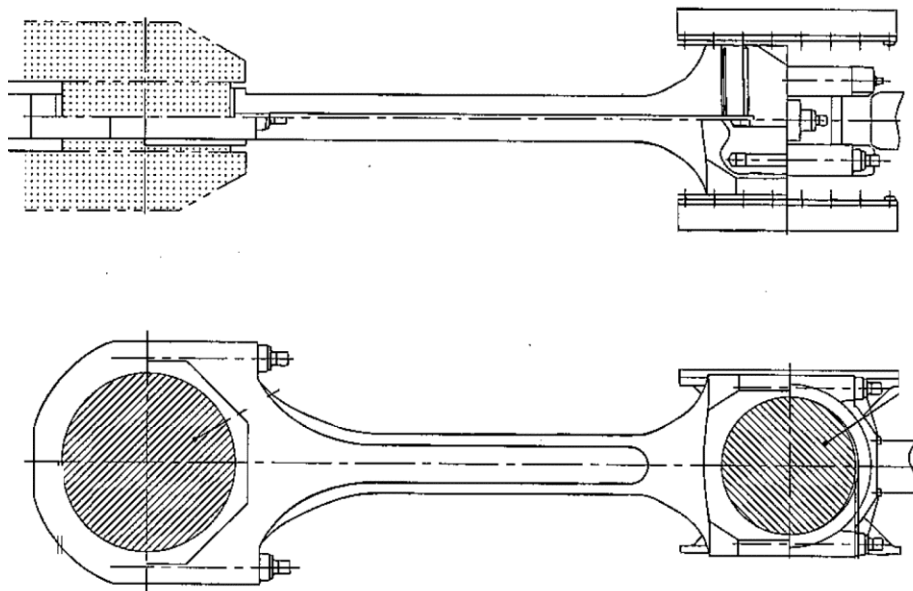


Рисунок 1.8 – Шатун двигуна 5ДКРН 60/230

Вкладиші головного та мотильового підшипників тонкостінні сталеві залиті бабітом. Усередині шатун двигуна 5ДКРН 60/230 має свердління для проходження масла від головного до мотильового підшипників. Шатун має порівняно короткий стрижень, що у свою чергу сприяє зменшенню загальної висоти дизеля.

Розподільчий вал, представлений на рис. 1.9, приводиться у дію дворядним чотирьохдуюмовим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів таких же, як і з носа дизеля, для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку. Від розподільчого валу приводиться валик лубрикатора циліндрового масла, а також регулятор частоти обертання двигуна.

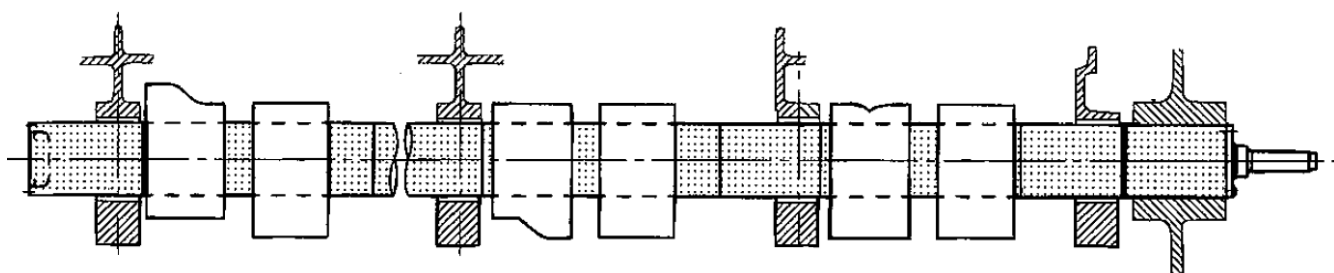


Рисунок 1.9 – Розподільний вал двигуна 5ДКРН 60/230

З кормового торця до розподільчого вала кріпиться вал повітророзподільника. Кулаки паливо- та газорозподілу, а також сполучні фланці ділянок розподільчого вала насаджені за допомогою гарячепрессової посадки.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Двигун 5ДКРН 60/230 має загальноприйняту систему пуску стиснутим повітрям, що включає в себе головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів та золотниковий повітророзподільник. При реверсі головного двигуна 5ДКРН 60/230 реверсують тільки повітророзподільник, а також штовхачі паливного насосу високого тиску за допомогою актуаторів на кожному ПНВТ.

Випускний клапан двигун 5ДКРН 60/230 (рис. 1.10) має чавунний литий корпус шпиндель з імпеллера для провертання потоком відхідних газів та охолоджуване сідло. Охолоджуюча рідина по свердлінням розміщеним у кришці проходить через свердління в сідлі досить близько від посадкового пояса, а потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана та виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу.

Посадочні пояски шпинделя та сідла мають наплавку стеллітом. Відкривається випускний клапан гідравлічним поршнем, а закривається пневматичним. Кріпиться випускний клапан до кришки за допомогою чотирьох шпильок.

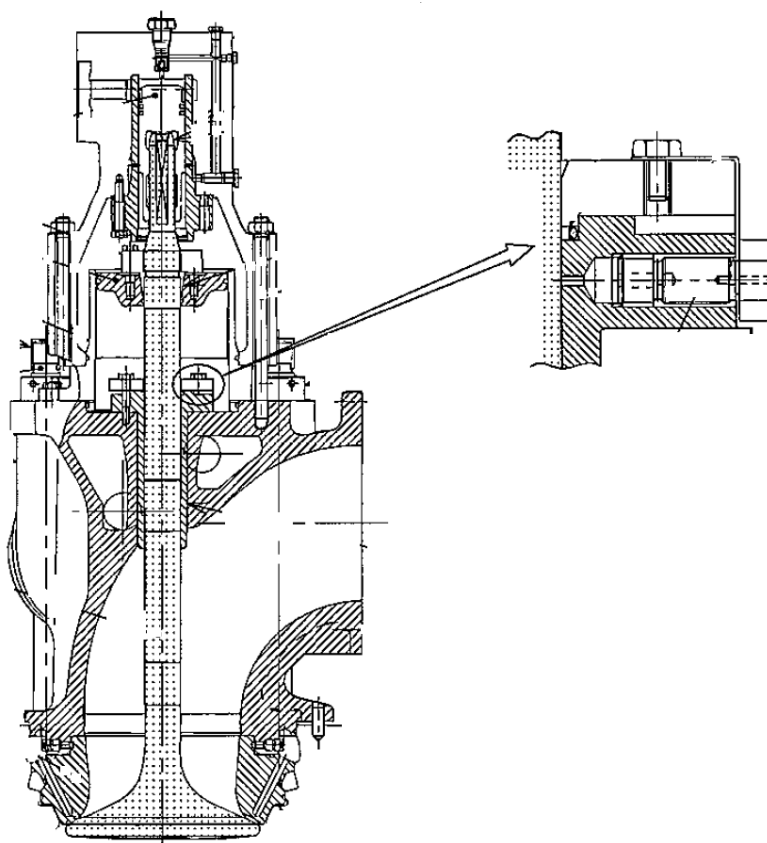


Рисунок 1.10 – Випускний клапан двигуна 5ДКРН 60/230

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кожен робочий циліндр двигуна обладнаний випускним клапаном, розташований в центрі кришки та кріпиться чотирма шпильками з гайками поворот та затиснення, яких виконується гідравлічними гайковертом з необхідним зусиллям.

Анкерні болти двигуна 5ДКРН 60/230 сталеві та зіставні, складаються з двох частин і стягують воедино блок, станину, а також фундаментну раму (рис. 1.11). Гайки анкерних болтів затягуються гідравлічно зусиллям у 90 МПа.

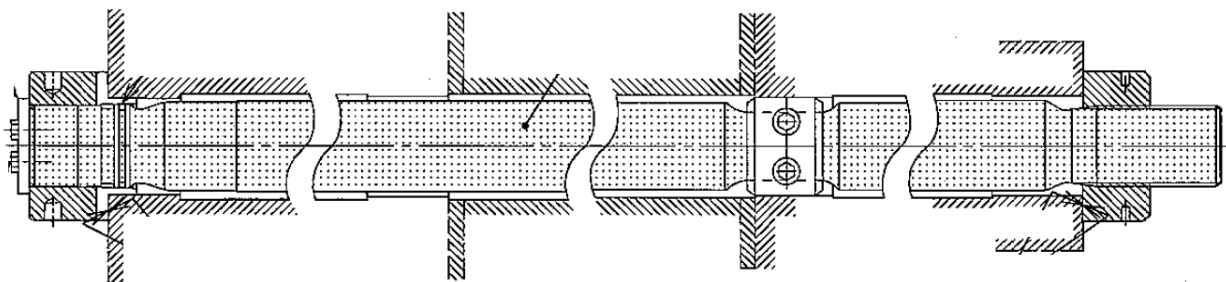
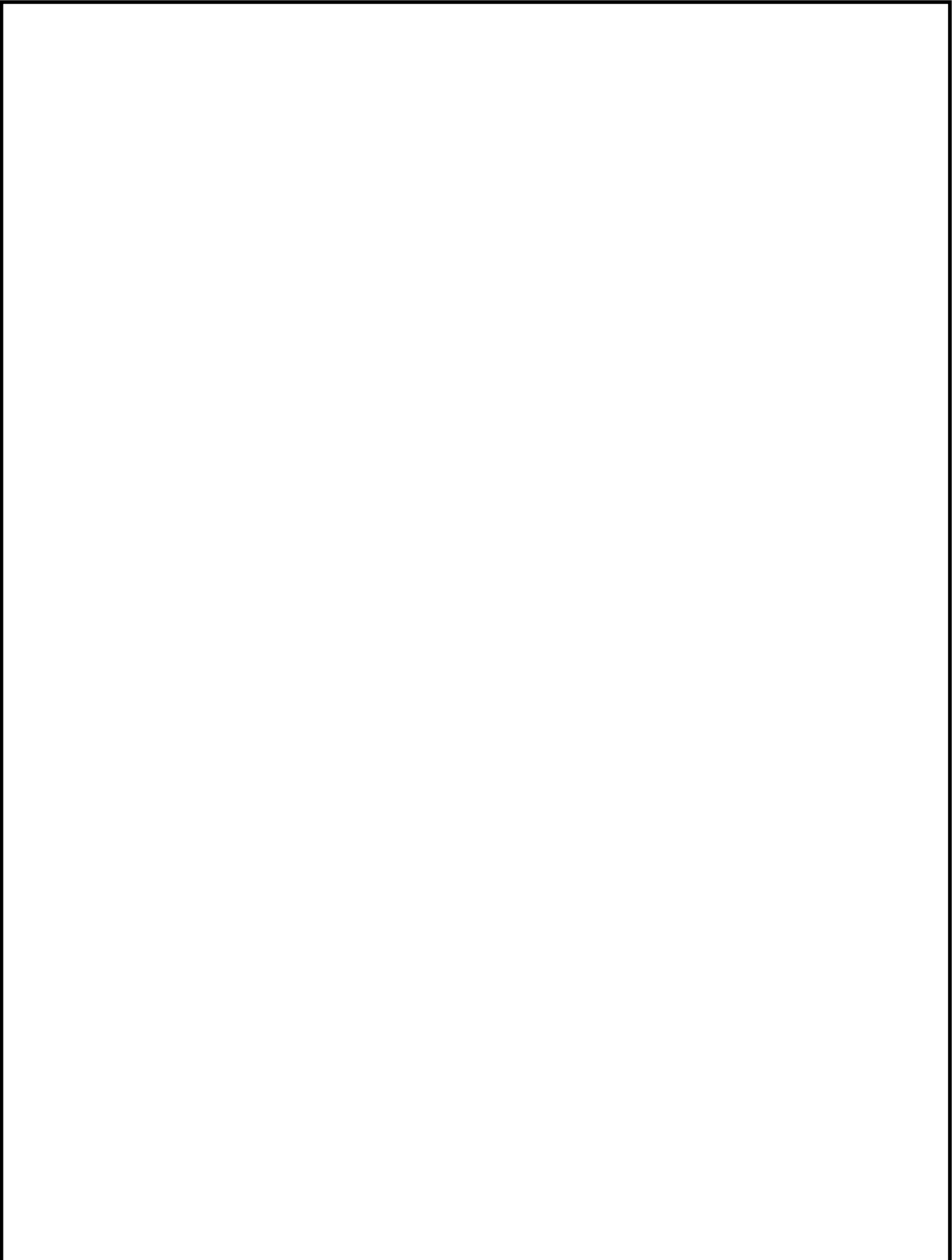


Рисунок 1.11 – Анкерний болт з'єднання деталей остову

1.2. Висновок до розділу

Судновий малообертовий двигуни 5ДКРН 60/230 потужністю 9900 кВт при частоті обертання колінчастого вала 105 хв^{-1} відповідає усім вимогам експлуатації та цілком можуть експлуатуватися на судні у якості головного. Поперечний переріз дизеля типу 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII) виробництва фірми Mitsubishi представлено кресленням формату А1. Для забезпечення підвищення паливної економичності дизеля потрібно збільшити наддув двигуна за рахунок зміни типорозміру турбокомпресора.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					ДП.142.2227ст.03.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Моделювання робочого циклу двигуна 5ДКРН 60/230		
Студент	Кулігін Д.Д						
Керівник	Митрофанов О.С.						
					Літ. Арк. Аркушів		
					НУК		

2. Моделювання робочого циклу суднового двигуна 5ДКРН 60/230

Відповідно до завдання кафедри ДВЗ, У та ТЕ проектується судновий малообертовий двигун типу 5ДКРН 60/230, потужністю 9900 кВт при 105 об/хв. Спроекований новий двигун 5ДКРН 60/230 має параметри, відмінні від двигуна-прототипу UEC60LSII виробництва фірми Mitsubishi, а саме тиск наддуву, який було підвищено. Тому необхідно розрахувати параметри його робочого циклу й розробити нову систему повітропостачання, що забезпечить нові параметри робочого циклу.

2.1. Вимоги до проектуваного головного двигуна

Однією з головних вимог, що висуваються до суднових двигунів є паливна економічність так, як загальна кількість використаного пального за рейс вимірюється у тоннах і економія хочаб на декілька відсотків дозволяє зберегти великі кошти судновласника. Саме тому при проектуванні нового двигуна, або вдосконаленні вже існуючого необхідно звернути увагу на всі параметри робочого циклу, які впливають на витрату палива, а також масла. Для забезпечення економічності крім раціонального вибору параметрів робочого циклу двигуна потрібно ще забезпечити високий механічний ККД, раціонально сконструювати системи дизеля, вибрати найбільш оптимальний режим охолодження та інше.

Ще однією важливою вимогою, що висуваються до суднових двигунів є надійність, яка забезпечується його раціональною конструкцією, відсутністю погрішності в розрахунках при проектуванні, особливо на міцність. При проектуванні двигуна повинні бути враховані умови його експлуатації. Проектований двигун також повинен відповідати усім нормам щодо рівня шуму та вібрації (наприклад, за рахунок встановленням глушників та конструктивних заходів зниження шуму у вузлах двигуна), а також токсичності відпрацьованих газів двигуна (наприклад, за рахунок правильного вибору параметрів згоряння палива, коефіцієнта надлишку повітря, кута випередження подачі палива).

При конструюванні двигуна також необхідно забезпечити легкий доступ до основних вузлів та механізмів, максимально забезпечити взаємозамінність різних

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

деталей, забезпечити можливість вільного демонтажу поршня із шатуном через робочий циліндр. При цьому, двигун також не повинний бути захищений різними трубопроводами, а механізми, які можна розмістити окремо від двигуна не навішувати на нього.

Таким чином, сукупність конструктивних рішень, ретельність доведення дизеля на випробуваннях та в процесі його експлуатації дозволяє створити двигун, який відповідає сучасним вимогам.

2.2. Розрахунок робочого циклу двотактного двигуна

Розрахунковий цикл поршневого ДВЗ значно відрізняється від відомих ідеальних циклів. В розрахунковому циклі ДВЗ змінюється кількість робочого тіла, його склад, а також фізичні властивості. Завдяки кінцевій швидкості згоряння та дисоціації продуктів згоряння хімічна енергія, яка міститься у паливі виділяється не миттєво. У процесі розширення робочого тіла проходять деяке догоряння палива та відновлення дисоційованих газів з подальшим виділенням тепла. На відміну від теоретичного у розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійною теплоємністю, так як температура та склад газу в циліндрі постійно змінюється, а також присутні теплові та аеродинамічні втрати, які потрібно враховувати.

Крім розрахункового циклу необхідно розглядати дійсний, який відбувається у працюючому двигуні і наразі не може бути точно описаний із за недосконалості розрахункових методик та складності процесів, що протікають у робочому циліндрі. Тому чим більш досконала методика теплового розрахунку двигуна, тим більш наближений розрахунковий цикл до дійсного.

У проекті використовується класична методика теплового розрахунку ДВЗ, розроблена В. І. Гріневецьким та вподальшому вдосконалена Є. К. Мазінгом. Метод теплового розрахунку робочого циклу ДВЗ базується на загально відомих положеннях термодинаміки та термохімії, а також достатньо повно охоплює сутність теплових явищ, що відбуваються у робочому циліндрі двигуна. На основі даного методу можна:

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- кількісно оцінити явища, які відбуваються у робочому циліндрі при як проєктуванні нового двигуна так і при дослідженні існуючого;
- надати уяву про основні параметри робочого циклу та фактори, які впливають на процеси у циліндрі;
- отримати розрахункові значення параметрів стану робочого тіла у відповідних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники двигуна.

Цей метод розрахунку робочого циклу забезпечує достатньо задовільну для практики точність розрахунків, не зважаючи на спрощення. Так процеси, які відбуваються в двигуні описуються найпростішими термодинамічними рівняннями та вводиться ряд опитних коефіцієнтів, які оцінюють реальні умови протікання робочих процесів.

Розрахунок робочого циклу малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 проведено за допомогою персонального комп'ютера. Нижче наведено копія розрахункової програми робочого циклу, виконаної в середовищі *Mathcad*.

Розрахунок робочого циклу малообертового двигуна 5ДКРН 60/230

1. Необхідні вихідні дані

1.1 Ефективна потужність ДВЗ, кВт	$N'_e = 9900$
1.2. Частота обертання колінвалу, хв^{-1}	$n = 105$
1.3. Тиск навколишнього середовища, МПа	$P_0 = 0.1013$
1.4. Температура навколишнього середовища, К	$T_0 = 293$
1.5. Тиск наддуву ДВЗ, МПа	$P_k = 0.38$
1.6. Коефіцієнт продувки	$\phi_a = 1.15$
1.7. Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0.05$
1.8. Коефіцієнт використання тепла у точці Z	$\xi_Z = 0.98$
1.9. Коефіцієнт використання тепла в точці b	$\xi_b = 0.99$
1.10. Ступінь стиску ДВЗ	$\varepsilon_{\text{ст}} = 13$
1.11. Ступінь підвищення тиску при згорянні у циліндрі	$\lambda = 1.35$
1.12. Підігрів заряду від стінок робочого циліндру, К	$\Delta T_a = 20$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.13. Частка ходу поршня втрачена на продувку у двотактному ДВЗ	$\phi_n = 0.1$
1.14. Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	$\zeta = 0.98$
1.15. Механічний ККД ДВЗ	$\eta_m = 0.97$
1.16. Адіабатний ККД компресора наддуву	$\eta_{k.ad} = 0.822$
1.17. Втрата тиску в повітроохолоджувачі ДВЗ, МПа	$\Delta P_{ox.} = 0.001$
1.18. ККД повітроохолоджувача	$\eta_o = 0.9$
1.19. Температура залишкових газів у циліндрі, К	$T_r = 750$
1.20. Масовий склад дизельного палива (кг/кг): $C = 0.87$; $H = 0.126$; $S = 0$; $O = 0.004$	
1.21. Нижча теплота згоряння дизельного палива, (кДж/кг)	$Q_H = 42700$
1.23. Кількість робочих циліндрів ДВЗ	$i = 5$
1.24. Діаметр робочого циліндра ДВЗ, м	$D_c = 0.6$
1.25. Хід поршня ДВЗ, м	$S_c = 2.30$
1.26. Коефіцієнт тактності двотактного ДВЗ	$z = 1$
1.27. Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння палива	$\alpha = 2.8$
1.28. Показник адіабати повітря	$k_B = 1.4$
1.29. Адіабатний ККД турбіни агрегату наддуву	$\eta_{t.ad} = 0.832$
1.30. Механічний ККД турбіни агрегату наддуву	$\eta_{t.m} = 0.93$
1.31. Температура охолоджуючої рідини на вході, К	$T_w = 307$

2. Розрахунок процесу наповнення робочого циліндру ДВЗ

2.1. Температура повітря за компресором агрегату наддуву К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] \quad T_k = 456.799$$

2.2. Температура повітря перед двигуном К

$$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w) \quad T_s = 321.98$$

2.3. Температура заряду в кінці процесу наповнення, К

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 361.409$$

2.4. Тиск повітря перед ДВЗ, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{\text{ох.}} \quad P_s = 0.379$$

2.5. Тиск заряду в кінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0.98 \cdot P_s \quad P_a = 0.371$$

2.6. Коефіцієнт наповнення робочого циліндру ДВЗ

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) \quad \eta_H = 0.811$$

3. Розрахунок процесу стиску робочого тіла у циліндрі ДВЗ

3.1. Середня мольна ізохорна теплоємність повітря кДж/(моль·К)

$$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

3.2. Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння кДж/(моль·К)

$$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

3.3. Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску кДж/(моль·К)

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T \quad b_c = 0.002518 \quad a_{vc} = 19.28$$

3.4. Середній показник політропи стиску

$$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \quad n_1 = 1.361$$

3.5. Тиск наприкінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad P_c = 12.204$$

3.6. Температура наприкінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 913.435$$

4. Розрахунок процесу згоряння у робочому циліндрі ДВЗ

4.1. Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 1.425$$

4.2. Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} \quad \beta_0 = 1.0222$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.3. Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.0211$$

4.4. Частка палива згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} \quad x_z = 0.99$$

4.5. Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z \quad \beta_z = 1.021$$

4.6. Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z кДж/(моль·К)

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

де $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$ $\Delta M = 0.0316$ $L_0 = 0.495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$ $m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0}$ $m = 1.064$
 $a_{vz} = 19.69236$ $b_z = 0.00289$

4.7. Середня мольна ізохорна теплоємність у точці b, кДж/(моль·К)

$$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19.69648 \quad b_b = 0.002897$$

4.8. Максимальна температура згоряння, К

- знаходимо з наступного рівняння:

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c = \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

звідки: $T_z = 1721.697$

4.9. Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad P_z = 16.475$$

5. Розрахунок процесу розширення у робочому циліндрі ДВЗ

5.1. Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad \rho = 1.425$$

5.2. Ступінь наступного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \delta = 9.12$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

5.3. Середній показник політропи розширення й температура наприкінці процесу розширення, К. (знаходимо з наступної системи рівнянь, методом послідовних наближень):

$$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \quad n_2 = 1.302 \quad T_b = 883.735$$

5.4. Тиск наприкінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0.927$$

6. Визначення індикаторних показників двотактного ДВЗ

6.1. Теоретичний середній індикаторний тиск двотактного ДВЗ, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad P'_i = 2.041$$

6.2. Дійсний середній індикаторний тиск двотактного ДВЗ, МПа

$$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) \quad P_i = 1.8$$

6.3. Індикаторна питома витрата палива двотактного ДВЗ, кг/(кВт·ч)

$$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} \quad b_i = 0.161$$

6.4. Індикаторний ККД двотактного ДВЗ

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} \quad \eta_i = 0.524$$

7. Визначення ефективних показників двотактного ДВЗ

7.1. Середній ефективний тиск двотактного ДВЗ, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \quad P_e = 1.746$$

7.2. Ефективний ККД двотактного ДВЗ

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \eta_e = 0.49$$

7.3. Питома ефективна витрата палива двотактного ДВЗ, кг/(кВт·ч)

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} \quad b_e = 0.166$$

7.4. Ефективна потужність двотактного ДВЗ

$$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i \quad N_e = 9918.717$$

7.5. Порівняння заданої й отриманої ефективної потужності двотактного ДВЗ

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \quad \Delta N = 0.189 \cdot \%$$

Висновок = "Похибка не перевищує допустиму (2%)"

8. Визначення дійсного P_k компресора ДВЗ на даному режимі роботи

8.1. Витрата повітря через компресор агрегату наддуву, кг/с

- Універсальна газова постійна для повітря $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

$$R = 287$$

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a \quad G = 21.758$$

8.2. Витрата газів через турбіну агрегату наддуву, кг/с

$$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600} \quad G_t = 22.217$$

8.3. Тиск газу перед турбіною агрегату наддуву, МПа

$$P_r = 0.9 \cdot P_k \quad P_r = 0.342$$

8.4. Температура газу перед турбіною агрегату наддуву, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}} \quad T_t = 701.338$$

8.5. Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0) \quad M_s = 1.457$$

8.6. Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}} \quad R_t = 287.585$$

8.7. Показник адіабати розширення газу в турбіні агрегату наддуву

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} \quad k_t = 1.383$$

8.8. Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі агрегату наддуву

$$P_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\frac{k_t - 1}{k_t}} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}} \quad P_k = 3.753$$

8.9. Дійсний тиск наддування, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0 \quad P_{kd} = 0.3802$$

8.10. Порівняння заданого й отриманого тиску агрегату наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \quad \Delta P_k = 0.055 \cdot \%$$

Висновок = "Похибка по P_k не перевищує допустиму (2%)"

2.3. Побудова індикаторної діаграми двотактного малообертового двигуна 5ДКРН 60/230

На підставі виконаного розрахунку робочого циклу двотактного малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 будується індикаторна діаграма. Побудова виконується з використанням програм реалізованої у середовищі Excel. Для цього заповнюється таблиця вихідними даними (табл. 2.2), на підставі яких генерується таблиця координат точок індикаторної діаграми (табл. 2.3). [Значення](#) ординат точок політропи стиснення та розширення індикаторної діаграми обчислюють за наступними формулами:

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– зміна тиску для процесу стиснення

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– зміна тиску для процесу розширення

$$p = \frac{p_z \cdot p^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення у робочому циліндрі ДВЗ.

Таблиця.2.2 Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Показник політропи стиснення n_1	1,361
2	Показник політропи розширення n_2	1,302
3	Тиск кінця стиснення p_c , МПа	12,204
4	Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,475
5	Ступінь попереднього розширення ρ	1,425
6	Ступінь стиснення ε	13

Таблиця 2.3. Координати точок індикаторної діаграми двигуна 5ДКРН 60/230

№ з.п.	Параметр/Значення		
	(V/V_c)	$P_{ст}$	$P_{разш}$
1	1,00	16,48	
2	1,00	12,20	16,48
3	1,43	7,54	16,48
4	2,00	4,74	10,57
5	2,58	3,36	7,60
6	3,16	2,55	5,84
7	3,74	2,03	4,69
8	4,32	1,67	3,89
9	4,90	1,40	3,30
10	5,48	1,21	2,85
11	6,06	1,05	2,50
12	6,63	0,93	2,22
13	7,21	0,83	1,99
14	7,79	0,75	1,80
15	8,37	0,68	1,64
16	8,95	0,62	1,51
17	9,53	0,57	1,39
18	10,11	0,52	1,29
19	10,69	0,49	1,20
20	11,26	0,45	1,12
21	11,84	0,42	1,05
22	12,42	0,40	0,98
23	13,00	0,37	0,37
24	13,00	0,37	0,37

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для побудови діаграми двотактного малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 використовується вбудований майстер побудови діаграм середовища *Excel*. У результаті розрахунків отримана теоретична індикаторна діаграма малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 при роботі на дизельному паливі, яка подана на рис.2.1.

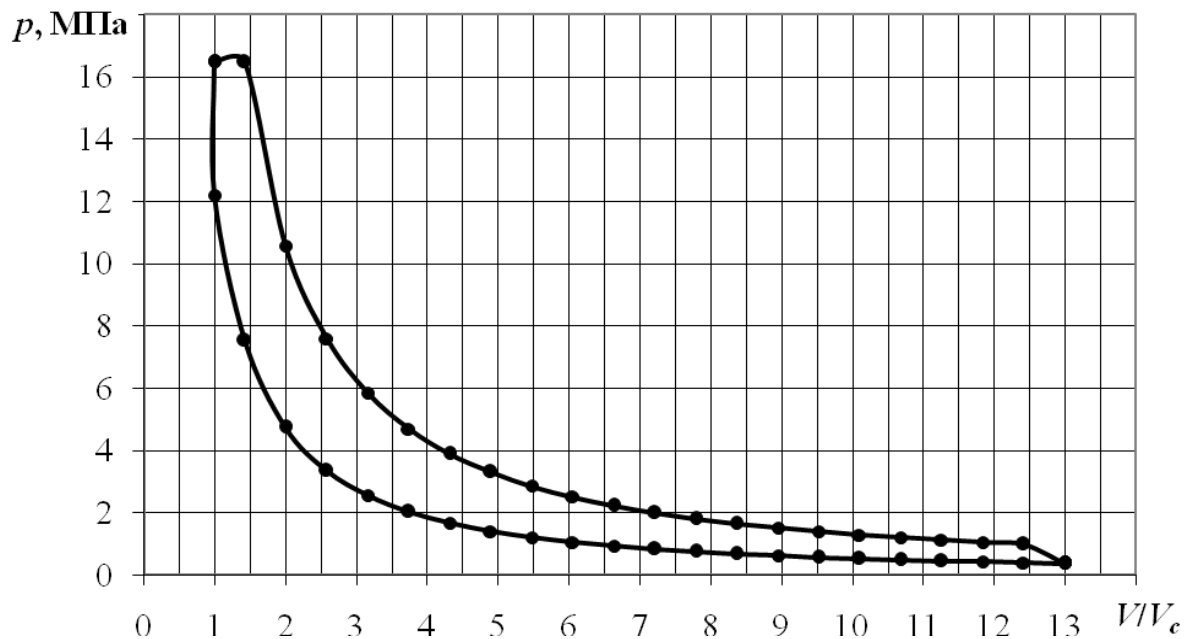


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма двотактного малообертового суднового двигуна 5ДКРН 60/230

2.4. Висновки до розділу

У результаті виконаних розрахунків робочого циклу малообертового суднового двигуна 5ДКРН 60/230, отримано усі основні параметри робочого циклу, які необхідні для подальших розрахунків у дипломному проєкті. У таблиці 2.4 подано основні параметри роботи малообертового суднового двигуна 5ДКРН 60/230. З наведеної таблиці видно, що новий двигун за основними економічними та екологічними показниками не поступається двигуну прототипу UEC60LSII виробництва фірми Mitsubishi. При цьому витрата палива у порівнянні з прототипом знижується на 2 г/(кВт· год), що є досить суттєвим показником. Таким чином, новий двигун 5ДКРН 60/230 має прогресивний набір основних параметрів, що характеризують його робочий цикл й споживчі якості.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4. Основні параметри роботи малообертового суднового двигуна 5ДКРН 60/230

№ п. п.	Параметр	Значення
1	Ефективна потужність двигуна, N_e , кВт	9900
2	Ефективна витрата палива, g_e г/(кВт· год)	0,166
3	Середній ефективний тиск, p_e , МПа	1,75
4	Ефективний КПД двигуна, η_e	0,49
5	Максимальний тиск згоряння, P_z , МПа	16,475
6	Максимальна температура згоряння, T_z , К	1721,7
7	Тиск наддуву P_k , МПа	0,38

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ											
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок динаміки двигуна 5ДКРН 60/230					Літ.		Арк.	Аркушів			
Студент	Кулігін Д.Д															
										НУК						
Керівник	Митрофанов О.С.															

3.1. Розрахунки динаміки суднового малообертового двигуна типу 5ДКРН 60/230

При роботі суднового малообертового двигуна типу 5ДКРН 60/230 його деталі знаходяться під дією різних сил, як постійно діючих так і тих, що які міняються у часі від тиску газів у робочому циліндрі. Найбільш навантаженим та відповідальним вузлом двигуна є кривошипно-шатунний механізм (КШМ), що з'єднує поршень двигуна із колінвалом та здійснює перетворення поступального руху в обертовий. Базовими конструктивними параметрами КШМ двигуна є радіус кривошипа колінчастого валу r , довжина шатуна $l_{ш}$, а також їх відношення:

$$\lambda_{ш} = \frac{r}{L_{ш}},$$

де $\lambda_{ш}$ – постійна механізму руху (для двигуна 5ДКРН 60/230 $\lambda_{ш} = 0,406$).

При розрахунках кут повороту кривошипа колінвалу φ відраховується убік його повороту від положення ВМТ та приймається незалежною змінною – $\varphi = \omega \cdot \tau$. Кутова швидкість кривошипу колінвалу при кінематичних та динамічних розрахунках ДВЗ приймається постійною й визначається, як:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, c^{-1}, \quad \omega = \frac{3,14 \cdot 105}{30} = 10,99 c^{-1}$$

Кутове переміщення кривошипа колінвалу ДВЗ визначається, як:

$$\varphi = 6 \cdot n \cdot \tau;$$

де τ – час переміщення кривошипа колінвалу ДВЗ на кут φ , с.

Кут відхилення шатуну ДВЗ від осі робочого циліндра визначається, як:

$$\beta = \arcsin(\lambda_{ш} \cdot \sin \varphi).$$

На поршень ДВЗ з боку камери згоряння діє сила тиску газів, яка прикладена до центра поршневого пальця та діє уздовж осі робочого циліндра.

Відносне значення сили тиску газів у циліндрі залежно від кута повороту кривошипа колінвалу ДВЗ $P_2 = f(\varphi)$ визначається за індикаторною діаграмою двигуна.

Рухомі маси деталей ДВЗ обумовлюють виникнення сил інерції. Вага деталей КШМ формує додаткове навантаження на двигун, але враховується вона тільки у

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

малообертових ДВЗ, тому що сила ваги ланок у високообертових значно менша інших сил.

Для спрощення розрахунків динаміки ДВЗ навантаження від ваги й сил інерції дійсний механізм КШМ заміняють його динамічною моделлю (рис. 3.1), де маси рухомих деталей зосереджують у точках, закон руху яких відомий. Відповідно тому, такі маси називаються приведеними.

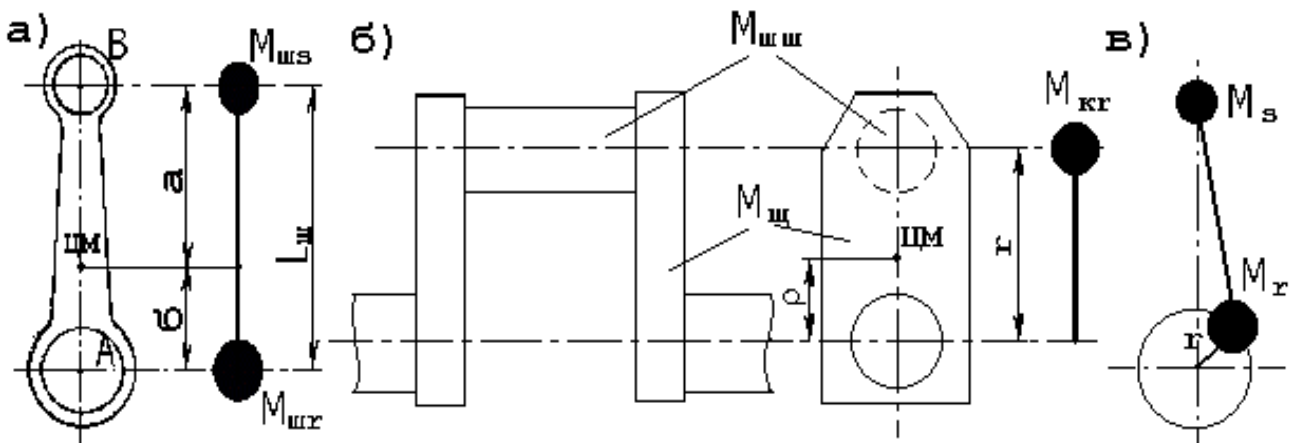


Рисунок 3.1 – Деталі КШМ та їх динамічні моделі:

а – шатун двигуна; б – кривошип колінчастого валу; в – у цілому КШМ

Приведена маса шатуна ДВЗ зосереджена у центрі верхньої головки та здійснює разом з поршнем поступальний рух, може бути знайдена за рівнянням, складеним за умовою статичної еквівалентності:

$$M_{us} = M_{sh} \cdot \frac{b}{a+b} = M_{sh} \cdot \frac{b}{L}.$$

Приблизна маса M_{sh} дорівнює:

$$M_{us} = 0,3 \cdot M_{sh} = 0,3 \cdot 3667 = 1100 \text{ кг.}$$

де M_{sh} – маса шатуна двигуна 5ДКРН 60/230.

Поршень двигуна, поршневий шток та поршневі кільця здійснюють тільки поступальний рух, їх маса не потребує приведення.

Загальна маса ланок КШМ двигуна, які поступально рухаються, дорівнює:

$$M_s = M_{п} + M_{us} = 1750 + 1100 = 2850 \text{ кг,}$$

де M_n – маса поршня двигуна 5ДКРН 60/230 та поєднаних з ним деталей які здійснюють поступальний рух.

Для зручності та спрощення виконання розрахунків абсолютні маси заміняють відносними, тобто

$$m_s = \frac{M_s}{F_n}, \text{ кг/м}^2;$$

де F_n – площа поршня двигуна 5ДКРН 60/230.

$$F_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0,6^2}{4} = 0,2826 \text{ м}^2;$$

де D – діаметр циліндра двигуна 5ДКРН 60/230.

$$m_s = 2850/0,2826 = 10085 \text{ кг/м}^2.$$

При роботі ДВЗ від мас, що поступально рухуються та неврівноважених обертючих мас на КШМ двигуна діє сила інерції. Сила інерції від мас, що поступально рухуються прикладена в центрі з'єднання штока з поперечною крейцкопфа, діє уздовж всієї осі циліндра й дорівнюється:

$$P_s = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_u \cdot \cos \varphi), \text{ Мпа.}$$

Рушійна сила є рівнодіючою всіх сил, які діють на поршень, а саме сили тиску газів у робочому циліндрі ДВЗ, сили тиску повітря в підпоршневій порожнині, сили інерції рухомих мас, сили тяжіння та визначається як їх алгебраїчна сума:

$$P_{руш} = P_{г} - P_{пп} + P_j + P_T, \text{ Мпа};$$

де $P_{пп}$ – сила атмосферного тиску, за умов поєднання підпоршневої порожнини з картером; $P_T = m_s \cdot g$.

Також, рівнодіючу рушійну силу можна визначити також графічним шляхом. Для цього необхідно на одному полі побудувати діаграму сил тиску газів $P_{г}$ та діаграму сил інерції рухомих мас й визначити ординати між ними. Сила тяжіння та тиску повітря у підпоршневій порожнині ДВЗ є постійними величинами, які враховуються при побудові.

Рушійна сила $P_{руш}$ розкладається на дві складові, а саме на нормальну силу, що діє перпендикулярно осі циліндра ДВЗ й притискає поршень до втулки

$$N = P_{ос} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

та силу, що діє уздовж осі шатуна ДВЗ

$$Q = \frac{P_{\partial\partial}}{\cos \beta}$$

Силу Q переноситься уздовж лінії дії до центра шатунної шийки колінвалу ДВЗ та розкладається на дві складові, а саме на

радіальну силу, що діє уздовж кривошипа колінвалу ДВЗ

$$Z = Q \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_{\partial\partial} \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

дотичну силу

$$T = Q \cdot \sin(\varphi + \beta) = P_{\partial\partial} \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Таблиця 3.1. Початкові дані для проведення розрахунку діючих зусиль

Діаметр поршня ДВЗ	м	D	0,6
Частота обертання колінвалу ДВЗ	хв^{-1}	n	105
Максимальний тиск згоряння у циліндрі ДВЗ	МПа	P_z	16,475
Тиск у двигуні на початку стиску	МПа	P_a	0,371
Тиск наддуву	МПа	P_k	0,38
Тиск залишкових	МПа	P_{Γ}	0,342
Кривошипно-шатунне відношення		λ	0,406
Маса деталей, що рухаються возвратно-поступово	кг	m	2850
Радіус кривошипа ДВЗ	м	r	1,15
Ступінь стиснення двигуна		ε	14
Показник політропи стиснення		n_1	1,361
Показник політропи розширення		n_2	1,302
Ступінь попереднього розширення		ρ	1,425
Кількість циліндрів ДВЗ		i	5

Розрахунок динаміки суднового малообертового двигуна типу 5ДКРН 60/230 виконаний за допомогою програми *Excel*, а результати представлено у табличній формі (табл. 3.2 та 3.3). За даними динамічного розрахунку розрахунку побудовано діаграми динаміки двигуна 5ДКРН 60/230, які представлено на рис. 3.2 – 3.4.

Таблиця 3.2. *Результати динамічного розрахунку суднового двигуна типу 5ДКРН 60/230*

φ°	P_r	P_i	P_{dv}	N	Z	T
0	0,3710	0,8321	1,2031	0,0000	-1,2031	0,0000
12	0,3741	0,8506	1,2247	-0,1036	-1,2195	-0,1533
24	0,3838	0,8991	1,2829	-0,2138	-1,2589	-0,3265
36	0,4013	0,9575	1,3588	-0,3306	-1,2936	-0,5313
48	0,4292	0,9967	1,4260	-0,4438	-1,2840	-0,7627
60	0,4715	0,9847	1,4562	-0,5342	-1,1907	-0,9940
72	0,5347	0,8930	1,4277	-0,5804	-0,9932	-1,1785
84	0,6303	0,7027	1,3330	-0,5695	-0,7057	-1,2662
96	0,7779	0,4099	1,1878	-0,5075	-0,3805	-1,2343
108	1,0146	0,0272	1,0419	-0,4236	-0,0809	-1,1217
120	1,4135	-0,4160	0,9974	-0,3659	0,1818	-1,0468
132	2,1279	-0,8778	1,2500	-0,3890	0,5473	-1,1893
144	3,4895	-1,3090	2,1805	-0,5305	1,4523	-1,7109
156	6,1426	-1,6602	4,4824	-0,7470	3,7910	-2,5056
168	10,5182	-1,8897	8,6285	-0,7301	8,2882	-2,5081
180	13,4665	-1,9695	11,4970	0,0000	11,4970	0,0000
192	16,4750	-1,8897	14,5853	1,2341	14,0100	4,2396
204	12,3301	-1,6602	10,6699	1,7782	9,0242	5,9643
216	7,1784	-1,3090	5,8694	1,4279	3,9092	4,6052
228	4,4723	-0,8778	3,5944	1,1186	1,5738	3,4197
240	3,0239	-0,4160	2,6078	0,9567	0,4754	2,7368
252	2,2020	0,0272	2,2292	0,9063	-0,1730	2,4002
264	1,7079	0,4099	2,1177	0,9048	-0,6785	2,2007
276	1,3964	0,7027	2,0991	0,8969	-1,1114	1,9939
288	1,1932	0,8930	2,0862	0,8481	-1,4513	1,7220
300	1,0578	0,9847	2,0425	0,7493	-1,6702	1,3942
312	0,5230	0,9967	1,5197	0,4730	-1,3684	0,8129
324	0,4013	0,9575	1,3588	0,3306	-1,2936	0,5313
336	0,4292	0,8991	1,3283	0,2214	-1,3035	0,3381
348	0,4715	0,8506	1,3221	0,1119	-1,3165	0,1655
360	0,5347	0,8321	1,3668	0,0000	-1,3668	0,0000

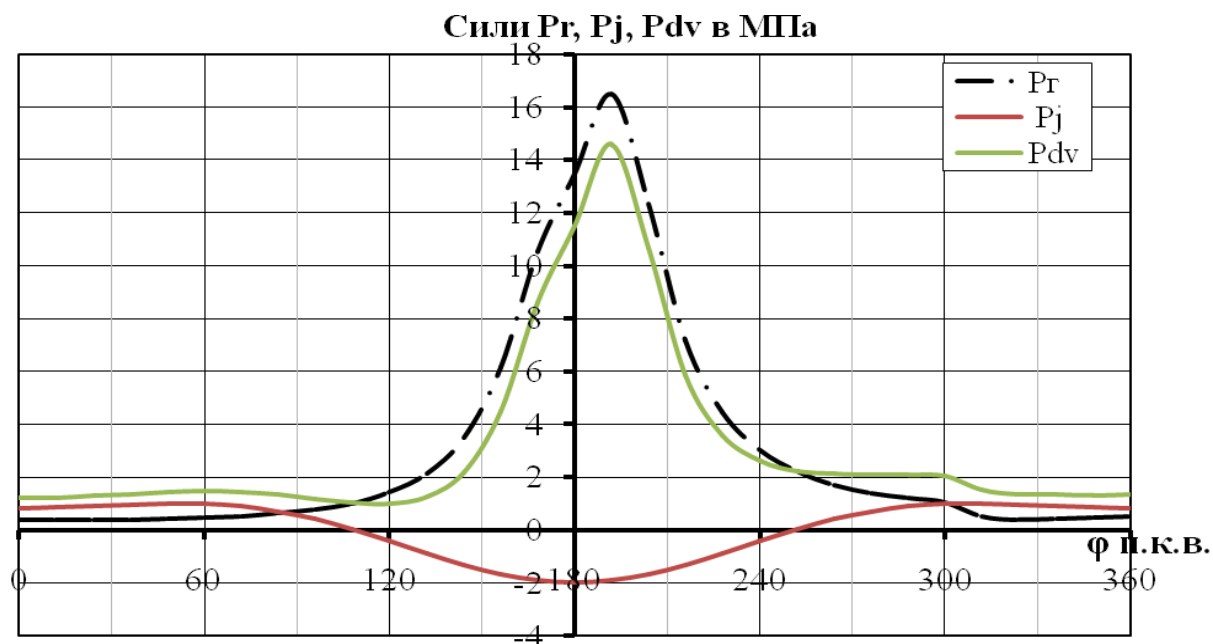


Рисунок 3.2 – Діаграми сил P_z , P_j , P_{dv} двигуна 5ДКРН 60/230

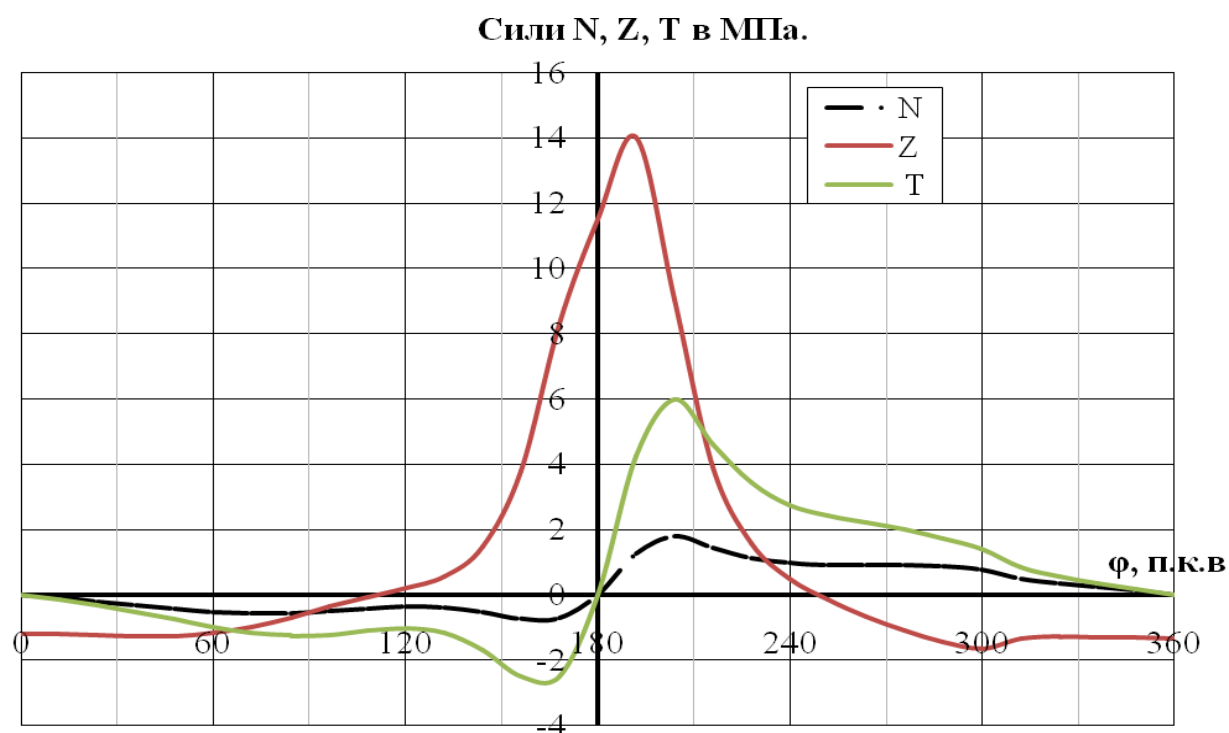


Рисунок 3.3 – Діаграми сил N , Z , T двигуна 5ДКРН 60/230

Сумарні дотичні сили в багатоциліндровом ДВЗ необхідно знайти для визначення обертового моменту двигуна та розрахунків колінвала на міцність. У таблиці 3.3 представлено результати розрахунків сумарної дотичної сили.

Таблиця 3.3. *Визначення сумарних дотичних сил суднового двигуна типу 5ДКРН 60/230*

φ_3°	T_E					T_E	T_{cp_E}
	Номер циліндра						
	1	2	3	4	5		
0	0,0000	-1,1785	-1,7109	4,6052	1,7220	3,4378	2,6659
12	-0,1533	-1,2662	-2,5056	3,4197	1,3942	0,8889	2,6659
24	-0,3265	-1,2343	-2,5081	2,7368	0,8129	-0,5192	2,6659
36	-0,5313	-1,1217	0,0000	2,4002	0,5313	1,2785	2,6659
48	-0,7627	-1,0468	4,2396	2,2007	0,3381	4,9689	2,6659
60	-0,9940	-1,1893	5,9643	1,9939	0,1655	5,9403	2,6659
72	-1,1785	-1,7109	4,6052	1,7220	0,0000	3,4378	2,6659
						15,9952	

Середнє значення за часом сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$ у ДВЗ визначається за даними таблиці 3.3 та формулами:

$$T_{\Sigma cp} = \sum_{\varphi=0}^{\varphi_3-\Delta\varphi} T_{\Sigma\varphi} \cdot \Delta\varphi / \varphi_3$$

$$T_{\Sigma cp} = 15,9952 \cdot \frac{12}{72} = 2,665 \text{ МПа.}$$

На рис.3.4 наведено графіки сумарної дотичної сили T_{Σ} двигуна 5ДКРН 60/230 та середнє за часом значення сумарної дотичної сили $T_{\Sigma cp}$.

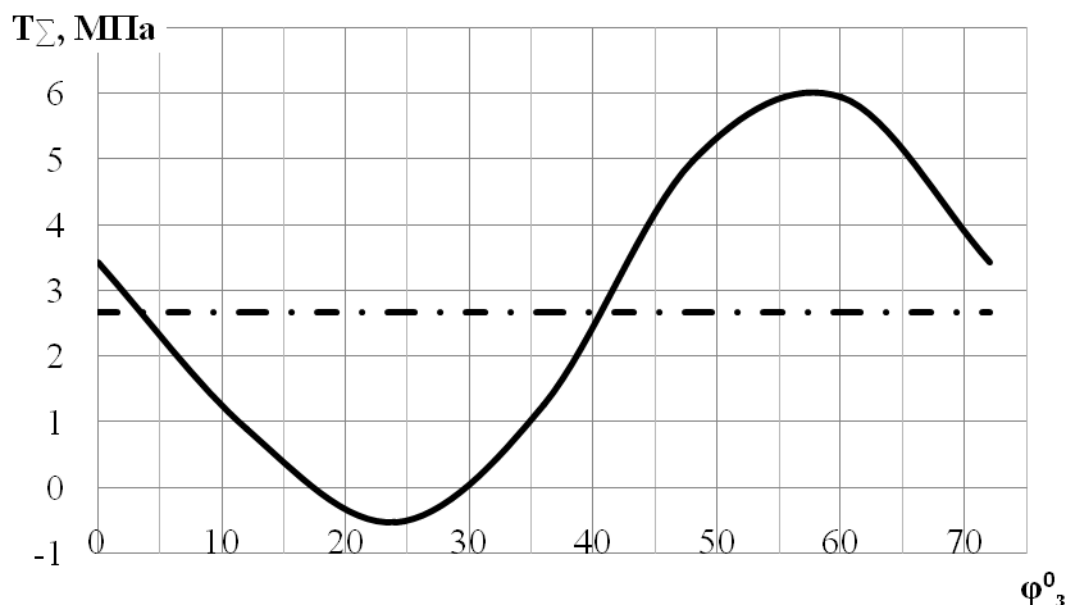


Рисунок 3.4 – Графік сумарних дотичних сил двигуна 5ДКРН 60/230

3.2. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунок динаміки суднового малообертового двигуна типу 5ДКРН 60/230 та побудовані діаграми діючих сил. Установлені основні навантаження в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та його деталях. Усі діючі механічні навантаження на елементи КШМ знаходяться у допустимих межах.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Розрахунок турбокомпресора двигуна 5ДКРН 60/230				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент	Кулігін Д.Д												
									НУК				
Керівник	Митрофанов О.С.												

4.1. Розрахунок турбокомпресора двигуна 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII)

Метою дипломного проекту є підвищення паливної економічності за рахунок збільшення тиску наддуву та відповідно визначення основних розмірів конструкції відцентрового компресора у складі турбокомпресора з певними параметрами й змінами ряду елементів його конструкції у зв'язку зі зміною його параметрів у порівнянні із агрегатом-прототипом.

Виходячи з поставленої у проекті мети, використовуються розрахунки всіх елементів проточної частини компресора турбокомпресора, після чого виконується креслення поперечного перерізу турбокомпресора з опорою на конструкцію компресора-прототипа зі зміною усіх тих елементів конструкції агрегату-прототипу, які не дають змогу забезпечити достатню працездатність компресора з урахуванням змінення його параметрів.

Розрахунок компресорної супіні здійснюється на базі так званого спадного методу проектування. Посуті при розрахунках супені вирішується так звана зворотня задача, це коли повністю відомі всі конструктивні та енергетичні параметри об'єкта, параметри робочого тіла на вході, а потрібно розрахувати параметри робочого тіла на виході всіх елементів проточної частини та на виході у самий об'єкт. У разі невідповідності отриманих параметрів проводиться наступне розрахункове наближення, при виконанні якого корегуються конструктивні, а також енергетичні параметри об'єкта проектування на основі спеціальних рекомендацій та схем.

На основі вихідних даних за прототип типорозміру компресора було обрано ТК-76, що був затверджений у якості прототипу для подальшого проектування.

Кожен типорозмір турбокомпресора можа використовувати у деякому діапазоні витрат повітря через двигун G та ступенем підвищення тиску P_k . Треба зазначити, що крайні межі початкової фігури під час визначення прототипу були продовжені уверх з переходом до більше високих значень P_k , що дозволяється робити при альтернативному проектуванні. При зміні цих параметрів у зазначених межах цього діапазону типорозмір компресора залишається

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ся незмінним, але при цьому змінюються профілі ділянок його проточної частини. У дипломному проекті спочатку розраховуються саме ці елементи конструкції, які в основному і відрізняють її від обраного прототипу.

Крім перерахованих вище змін у конструкції, у дипломному проекті розроблено рекомендації, що до заміни деяких матеріалів елементів конструкції з урахуванням підвищеного навантаження на ці елементи.

Спроектований у роботі турбокомпресор (рис.4.1) забезпечує задану витрату повітря для двигуна та Π_k з припустимим відхиленнями, а також має ККД на рівні 0,83, що є допустимим існуючими стандартами для такого компресора. Змінена у дипломному проекті конструкція турбокомпресора може працювати із заданим Π_k , та забезпечувати при цьому досить високі значення ККД, на відміну від обраного за прототипу. Забезпечити високі значення ККД нова конструкція компресора може за рахунок зміни розмірів його проточної частини. Запропонована конструкція підшипникових вузлів спроектованого компресора забезпечить достатній ресурс, і взагалі, його працездатність при певних параметрах, що не було забезпечено у конструкції обраної за прототип.

Визначення основних параметрів спроектованого двигуна й компресора та вибір типорозміру турбокомпресора

Результатами даного етапу розрахунків повинні бути значення витрати повітря через двигун G , потужності дизеля N_e , середній ефективний тиск циклу P_e .

На підставі значень витрати повітря через двигун G та ступеня підвищення тиску у компресорі Π_k визначається можливий прототип турбокомпресора за допомогою використання полів витрат повітря або областей застосування відповідних турбокомпресорних типорозмірів. Визначивши типорозмір турбокомпресора, необхідно встановити значення зовнішнього діаметра робочого колеса компресора D_2 , що повинне бути оптимальним для відповідних значень витрати й ступеня підвищення тиску у компресорі. Витрата повітря через дизель визначається, як:

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$G = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot S \cdot \frac{P_s}{R \cdot T_s} \cdot \eta_n \cdot i \cdot \frac{1}{x} \cdot \frac{n}{60} \cdot \varphi_a, \text{ кг/с}$$

де: D – діаметр циліндра ДВЗ, м; S – хід поршня ДВЗ, м; P_s – тиск повітря у ресивері ДВЗ, Па; $R = 287$ Дж/(кгК) – питома газова постійна для повітря; T_s – температура повітря у ресивері ДВЗ, К; η_n – коефіцієнт наповнення циліндра ДВЗ; i – кількість циліндрів ДВЗ; x – коефіцієнт тактності двотактного двигуна; n – частота обертання колінвалу ДВЗ, об/хв.; φ_a – коефіцієнт продувки ДВЗ.

Тиск повітря в ресивері ДВЗ:

$$P_s = 0,98 \cdot P_0 \cdot P_k, \text{ Па}$$

де: P_0 – тиск навколишнього середовища, Па, який приймаємо $P_0 = 100000$ Па; P_k – ступінь підвищення тиску у компресорі.

$$P_s = 0,98 \cdot 101300 \cdot 3,8 = 381090,6, \text{ Па}$$

Температура повітря в ресивері ДВЗ:

$$T_s = T_k - \eta_{ox} \cdot (T_k - T_{\omega 1}), \text{ К}$$

де: T_k – температура повітря після компресора, К; η_{ox} – КПД ОНП; $T_{\omega 1}$ – температура охолоджуючої рідини на вході у ОНП К.

Температура T_k розраховується за формулою:

$$T_k = T_o \left(1 + \frac{P_k^{0,286} - 1}{\eta_{ад}} \right)$$

де: T_o – температура навколишнього середовища, К, яку приймаємо $T_o = 293$ К; $\eta_{ад}$ – адіабатний ККД компресора, який приймаємо 0,8, відповідно до можливого типорозміру турбокомпресора й виду

$$T_k = 293 \cdot \left(1 + \frac{3,8^{0,286} - 1}{0,8} \right) = 463,28 (\text{К}).$$

$$T_s = 463,8 - 0,9 (463,28 - 307) = 322,63 (\text{К}).$$

Коефіцієнт наповнення циліндра ДВЗ розраховується за формулою:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r}$$

де: ε – ступінь стиску, який приймається рівним 13 відповідно типу двигуна та потужності; $\frac{p_a}{p_s}$ – відношення оцінює втрату тиску повітря на вході в робочий

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

циліндр (приймаємо 0,97); T_a – температура повітря у робочому циліндрі на початку процесу стиску, К; γ_r – коефіцієнт залишкових газів (приймаємо 0,05).

Температура повітря у робочому циліндрі дизеля на початку процесу стиснення:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$$

де: ΔT_a – підігрів повітря внаслідок взаємодії зі стінками робочого циліндра, К; T_r – температура залишкових газів у циліндрі, К. Приймаємо 800 К.

$$T_a = \frac{322,63 + 20 + 0,05 \cdot 700}{1 + 0,05} = 359,65 \text{ (К)}.$$

$$\eta_n = \frac{13}{13-1} 0,97 \frac{322,63}{359,65} \frac{1}{1+0,05} \cdot 0,9 = 0,811.$$

$$G = 3,14 \frac{0,6^2}{4} 2,3 \frac{381090,6}{287 \cdot 322,63} 0,811 \cdot 5 \cdot \frac{105}{60} \cdot 1,15 = 21,75 \text{ кг або}$$

$$Q = 17,69 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність ДВЗ визначаємо за формулою:

$$N_e = \frac{3600 \cdot G}{g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot \varphi_a}$$

де: g_e – питомих ефективна витрата палива, кг/(кВт·год); $L_o = 14,3$ кг/кг – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг дизельного палива; α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива у робочому циліндрі (приймаємо 2,83); φ_a – коефіцієнт продувки (приймаємо 1,05).

$$N_e = \frac{3600 \cdot 21,75}{0,166 \cdot 14,3 \cdot 2,83 \cdot 1,15} = 9931 \text{ (кВт)}.$$

Середній ефективний тиск циклу ДВЗ:

$$P_e = \frac{3600 \cdot P_s \cdot \eta_n}{R \cdot g_e \cdot L_o \cdot \alpha \cdot T_s},$$

$$P_e = \frac{3600 \cdot 381090,6 \cdot 0,811}{287 \cdot 0,166 \cdot 14,3 \cdot 2,83 \cdot 322,63} = 1,746 \text{ (МПа)}.$$

Отримане значення P_e відповідає рівню наддуву й рівню форсування ДВЗ за α , та знаходиться у допустимих межах від 1,5 до 2,5 МПа.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

З урахуванням витрати повітря через ДВЗ та ступеня підвищення тиску визначається положення точки у координатах $P_k - Q$. Відповідно турбокомпресор відноситься до типорозміру ТК76.

Таким чином, згідно з виконаними розрахунками приймаємо за прототип турбокомпресор типу ТК76 з зовнішнім діаметром робочого колеса $D_2 = 0,76 \cdot (1 \pm 0,06) \text{ м} \approx (0,76 \pm 0,05) \text{ м}$, який здатен забезпечити для суднового малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 необхідну витрату повітря $G = 21,75 \text{ кг/с}$ з $P_k = 3,8$. Дизель матиме потужність $N_e = 9931 \text{ кВт}$ та середній ефективний тиск циклу $P_e = 1,746 \text{ МПа}$.

Попереднє визначення окружної швидкості U_2

Окружна швидкість на зовнішньому діаметрі робочого компресора колеса U_2 є параметром, що визначає енергетичні параметри компресорної ступені. З відомим рівняння Ейлера U_2 є базовим чинником, що визначає повну внутрішню роботу L_i , що компресор виробляє над кожною одиницею маси повітря. Параметр L_i , у свою чергу, пов'язаний зі ступенем підвищення тиску ступені P_k досить складними рівняннями, які можна точно порахувати тільки після здійснення повного розрахунку всіх елементів ступені. Однак є приблизна залежність між такими параметрами, як P_k , U_2 та L_i , що враховує саме існування деякого зв'язку між ними, а також наявність проміжних факторів, головним чином пов'язаних із чисельними втратами енергії в газодинамічних процесах протягом усього робочого тракту компресорного ступеня. Тому вплив саме цих факторів на початку проведення розрахунків можна визначити досить приблизно, на підставі адіабатного коефіцієнту напору насоса H_k , що вибирається орієнтовно та забезпечує працездатність приблизної залежності між зазначеними параметрами. У цій залежності замість повної внутрішньої роботи компресору L_i використовується адіабатна робота компресорної ступені $L_{ад}$, що прямо залежить від L_i , але на відміну від останньої може бути легко визначена на початковому етапі проведення розрахунку компресорної ступені. Тому, приблизне значення U_2 знаходиться, як:

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_{ad}}{H_k}} \text{ м/с},$$

де: $L_{ад}$ – адіабатна робота компресорної ступені, Дж/кг; H_k – коефіцієнт напору компресору (приймаємо $H_k = 1,42$)

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot (P_k^{\frac{k}{k-1}} - 1), \text{ Дж/кг},$$

де k – показник адіабати для повітря; $k = 1,4$

$$L_{ад} = 1004,5 \cdot T_0 \cdot (P_K^{0,286} - 1),$$

$$L_{ад} = 1004,5 \cdot 293 \cdot (3,8^{0,286} - 1) = 134293,2 \text{ (Дж/кг)}.$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 134293,2}{1,42}} = 434,91 \text{ (м/с)}.$$

Таким чином колова швидкість на зовнішньому діаметрі робочого колеса компресора u_2 складає 434,91 м/с, а адіабатна робота стиску $L_{ад}$ дорівнює 134,293 кДж/кг.

Розрахунок та конструювання вхідної ділянки компресору агрегату наддуву

Вхідна ділянка називається вхідним патрубком, що часто об'єднується з глушником шуму та повітряним фільтром. На турбокомпресорі прототипу ТК-76 встановлено вхідний патрубок конусоподібного типу.

Завданням даного етапу розрахунку є визначення зміни основних параметрів потоку повітря після його проходження через вхідну ділянку, а також визначення конструктивних параметрів, які забезпечують відповідність отриманих параметрів заданим. До основних параметрів потоку повітря відносять такі, як температуру, тиск та швидкість потоку повітря. Величина зміни саме цих параметрів після проходження вхідної ділянки і є завданням проведення розрахунку на даному етапі. Температура повітря перед колесом компресора визначається за формулою:

$$T_1 = T_a - \frac{C_1^2 - C_a^2}{2 \cdot C_p}, K.$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де C_1 – швидкість повітря перед колесом компресора, м/с; C_2 – швидкість повітря на вході, м/с; T_a – температура повітря на вході у вхідний патрубок компресора (ділянка після глушника), К. Значення C_2 не повинна перевищувати 30...40 м/с при наявності глушника (приймаємо $C_2 = 30$ м/с). Величину швидкості повітря перед колесом компресора обирають з умов забезпечення сталого режиму проходження повітря через робоче колесо. Згідно за цих умов:

$$C_1 = \bar{C}_m \cdot U_2,$$

де $\bar{C}_m$ – коефіцієнт розходу ступеня компресора.

Значення $\bar{C}_m$ знаходиться в межах 0,2...0,35 (приймаємо $\bar{C}_m = 0,30$).

$$C_1 = 0,3 \cdot 434,91 = 130,5 \text{ (м/с)}.$$

Температура повітря на вході у вхідний патрубок компресора (ділянка після глушника) знаходиться з умовою:

$$T_a = T_0 + (2...5)K = 293 + 2 = 295 \text{ (К)};$$

$$T_1 = 295 - \frac{130,5^2 - 30^2}{2010} = 287 \text{ (К)}.$$

Тиск повітря перед колесом компресора визначається за формулою:

$$P_1 = P_a \cdot \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n_1}{n_1-1}},$$

де P_a – тиск повітря на вході у вхідний патрубок (ділянка після глушника), Па. Знаходимо P_a за таких умов:

$$P_a = P_0 (0,97...0,99) = 100287 \text{ (Па)};$$

n_1 – показник політропи стиску повітря на ділянці 1 (звичайно лежить в інтервалі 1,35...1,39, тому приймаємо рівною $n_1 = 1,35$).

$$P_1 = 100287 \cdot \left(\frac{287}{295} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} = 90902 \text{ (Па)}.$$

З метою забезпечення найменшого значення втрат енергії у самому вхідному патрубку та створення рівномірного поля швидкостей потоку повітря на вході у робоче колесо (це підвищує ефективність роботи компресора) вхідний патрубок роблять у вигляді конфузору (каналу, що звужується вздовж по-

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

току). Завдяки такій формі потік повітря набуває прискорення вздовж вісі каналу патрубку. Тому відповідно швидкість потоку перед колесом буде більше, ніж на вході, температура знизиться, а тиск впаде. Така зміна стану потоку відповідатиме процесу розширення повітря. Після проходження вхідної ділянки компресора температура та тиск повітря знизяться та матимуть значення $T_1 = 287 \text{ К}$, $P_1 = 90,9 \text{ кПа}$ відповідно. При цьому, швидкість повітря збільшиться майже у 4 рази і становитиме $C_1 = 130,5 \text{ м/с}$.

Розрахунок та конструювання робочого колеса компресора

Робоче колесо компресора є основним елементом ступіні, за допомогою якого повітря передається енергія. У турбокомпресорі прототипу ТК-76 встановлене напіввідкрите колесо типу радіальної зірки, що складається із системи робочих лопаток та об'єднаного з лопатками в осьовій його частині спрямляючого обертаючого апарату (ОСА), який обертається разом з колесом. Робочі лопатки при цьому мають вигляд плоских радіальних пластин. Завданням розрахунку на даному етапі є визначення раціональних розмірів ОСА для забезпечення оптимального режиму протікання повітря й визначення кінцевих параметрів повітря за колесом компресора. Температура повітря за колесом компресора знаходиться, як:

$$T_2 = T_1 + \frac{U_2^2}{2 \cdot C_p} \cdot [2 \cdot (\mu + \alpha_{вт}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \overline{C}_m^2] K,$$

де μ – коефіцієнт циркуляції потоку повітря; $\alpha_{вт}$ – коефіцієнт втрат на тертя й вентиляцію (знаходиться у межах від 0,04...0,08, відповідно приймаємо $\alpha_{вт} = 0,04$); φ_{2r} – коефіцієнт витрати робочого колеса (знаходиться у межах 0,16...0,22, приймаємо $\varphi_{2r} = 0,35$). Коефіцієнт циркуляції потоку повітря знаходиться за формулою П. К. Казанджана:

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{Z_k \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}},$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де Z_k – кількість лопаток робочого колеса компресора (знаходиться у межах 12...23, приймаємо $Z_k = 13$); D_1 – середній квадратичний діаметр входу в колесо компресора, м.

Середній квадратичний діаметр входу в робоче колесо компресора визначається за формулою:

$$D_1 = \sqrt{\frac{D_0^2 + D_H^2}{2}}, \text{ м}$$

де D_H – зовнішній діаметр робочого колеса компресора на вході, м.

Для визначення зовнішнього діаметра робочого колеса компресора на вході за допомогою рівняння витрати крім швидкості та густини повітря необхідно знати розмір втулки колеса компресора (діаметр D_0). Для ряду ТК із консольними колесом $D_0 = (0,22...0,35) \cdot D_2$ (приймаємо $D_0 = 0,76$ м)

$$D_H = \sqrt{D_0^2 + 4 \cdot \frac{f_1}{\pi}}, \text{ м}$$

де f_1 – площа на вході в робоче колесо, м²

$$f_1 = \frac{G}{C_1 \cdot \rho_1},$$

де ρ_1 – густина повітря перед входом у робоче колесо, кг/м³

$$\rho_1 = \frac{P_1}{287 \cdot T_1} = \frac{90902}{287 \cdot 287} = 1,1037 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

$$f_1 = \frac{21,31}{130,5 \cdot 1,1037} = 0,148 \text{ (м}^2\text{)}.$$

$$D_H = \sqrt{0,17^2 + 4 \cdot \frac{0,148}{3,14}} = 0,4662 \text{ (м)}.$$

$$D_1 = \sqrt{(0,17^2 + 0,4662^2) / 2} = 0,3509 \text{ (м)}.$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{13 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,3509}{0,76} \right)^2 \right]}} = 0,83.$$

$$T_2 = 287 + \frac{434,91^2}{2 \cdot 1005} \left[2(0,83 + 0,04) - 0,83^2 - 0,35^2 + 0,30^2 \right] = 382,83 \text{ (К)}.$$

Тиск за робочим колесом компресора визначається за формулою:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2-1}}, \text{ Па},$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де n_2 – показник політропи стиску повітря у компресорі на ділянці 2 (робоче колесо)

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_2,$$

де: η_2 – політропний ККД на ділянці компресора 2 (робоче колесо), знаходиться у межі: 0,82...0...0,92 (приймаємо $\eta_2 = 0,9$).

Визначення комплексу:

$$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,9 = 3,1$$

$$P_2 = 90902 \cdot \left(\frac{382,83}{287} \right)^{3,10} = 221797,51 \text{ (Па)}.$$

Швидкість потоку повітря перед входом у робоче колесо компресора з урахуванням захаращення визначається за формулою:

$$C_1^1 = \frac{C_1}{\tau_1}, \text{ м/с},$$

де τ^1 – коефіцієнт захаращення потоку повітря на вході у ОСА.

$$\tau_1 = 1 - \frac{\delta_1 \cdot Z_k}{2 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1Л}},$$

де: δ_1 – товщина лопати на вході в робоче колесо, знаходиться у межах від 0,0003...0,002 м (приймаємо $\delta_1 = 0,0005$ м); $\beta_{1Л}$ – кут встановлення лопатки на діаметрі D_1 , град.

$$\beta_{1Л} = \beta_{11} + i_1, \text{ град},$$

де: β_{11} – кут входу потоку повітря в колесо компресора, знаходиться у межах 30...40°; i_1 – кут атаки вхідної крайки ВСА, знаходиться у межах 1...10° (приймаємо $i_1 = 2^\circ$).

Кут входу потоку повітря у робоче колесо компресора визначається за формулою:

$$\beta_{11} = \text{arctg} \left(\frac{C_1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1} \right), \text{ град},$$

$$\beta_{11} = \text{arctg} \left(\frac{130,5 \cdot 0,76}{434,91 \cdot 0,3509} \right) = 33^\circ.$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Оцінка величини β_{11} відповідно до рекомендованого допуску: $40^\circ \geq 33^\circ \geq 30^\circ$
 – умову виконується.

$$\beta_{1r} = 33 + 2 = 35^\circ.$$

$$\tau_1 = 1 - \frac{0,0003 \cdot 13}{3,14 \cdot 0,3509 \cdot \sin 35} = 0,997.$$

$$C_1^1 = \frac{130,5}{0,997} = 130,88 \text{ (м/с)}.$$

Кут входу потоку у робоче колесо за умов захаращення лопатками ОСА:

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_1}\right),$$

$$\beta_{11}^1 = \arctg\left(\frac{130,88 \cdot 0,76}{434,91 \cdot 0,3509}\right) = 33,1^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі колеса D_H :

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_H}\right),$$

$$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{130,88 \cdot 0,76}{434,91 \cdot 0,4662}\right) = 26,1^\circ.$$

Кут входу потоку на діаметрі колеса D_0 :

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{C_1^1 \cdot D_2}{U_2 \cdot D_0}\right),$$

$$\beta_{10} = \arctg\left(\frac{130,88 \cdot 0,76}{434,91 \cdot 0,17}\right) = 53,4^\circ.$$

Відносна швидкість потоку повітря на діаметрі колеса D_H :

$$w_H^1 = \frac{C_1^1}{\sin \beta_{1H}},$$

$$w_H^1 = \frac{130,88}{\sin 26,1} = 297,2 \text{ (м/с)}.$$

По розрахованих кутах потоку повітря на вході у ОСА робочого колеса компресора на різних діаметрах будуються трикутники швидкостей та за допомогою них визначаються профіль лопатки ОСА. Осьова довжина робочого колеса на діаметрі D_1 у межах тільки радіальної частини лопаток, L_z , приймається приблизно $(0,35 \dots 0,36) \cdot D_2$, осьова довжина ОСА на тому же діаметрі колеса, $L_{ОСА}$, повинна складати $(0,23 \dots 0,24) \cdot D_2$.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт швидкості у відносному потоці повітря на периферії входу в робоче колесо компресора визначається для оцінки місцевої швидкості звуку на зовнішньому діаметрі ОСА:

$$\lambda_{Hw} = \frac{w_H^1}{\sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1} \cdot R \cdot T_a}},$$

$$\lambda_{Hw} = \frac{297,2}{18,3 \sqrt{359,65}} = 0,94$$

На розрахунковому режимі коефіцієнт швидкості повинен не перевищувати значення у 0,95, відповідно до розрахунків умова виконується.

Розрахунок кінематичних показників потоку повітря на виході з робочого колеса компресора. Абсолютна швидкість потоку повітря на виході з колеса компресора:

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с}$$

де: C_{2u} – проекція абсолютної швидкості C_2 на окружну, м/с; C_{2r} – меридіальна складова абсолютної швидкості C_2 , м/с.

$$C_{2u} = \mu \cdot U_2, \text{ м/с}$$

$$C_{2u} = 0,83 \cdot 434,91 = 360,99 \text{ (м/с);}$$

$$C_{2r} = \varphi_{2r} U_2,$$

$$C_{2r} = 0,35 \cdot 434,91 = 152,22 \text{ (м/с);}$$

$$C_2 = \sqrt{152,22^2 + 360,99^2} = 391,77 \text{ (м/с).}$$

Кут потоку повітря на виході з робочого колеса:

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{C_{2r}}{C_{2u}}\right), \text{ град}$$

$$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{152,22}{360,99}\right) = 22,86^\circ.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря на виході з робочого колеса компресора:

$$M_{C_2} = \frac{C_2}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_2}},$$

$$M_{C_2} = 391,77 / \sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 382,83} = 0,995.$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Значення числа $M < 1$ відповідно швидкість повітря не перевищує звукову, тому не потрібно знижувати її до дозвукової у безлопатковому дифузори. Виходячи з цього безлопатковий дифузор можна робити максимально коротким враховуючи лише необхідність вирівнювання поля швидкостей перед лопатковим дифузоровим.

Ширина робочого колеса на виході:

$$b_2 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_2 \cdot C_{2r} \cdot D_2}, \text{ м}$$

де ρ_2 – щільність повітря на виході з колеса, кг/м³

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2}, \text{ кг/м}^3,$$

$$\rho_2 = \frac{221797,51}{287 \cdot 382,83} = 2,019 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

$$b_2 = \frac{21,31}{3,14 \cdot 2,019 \cdot 152,22 \cdot 0,76} = 0,029 \text{ (м)}.$$

За результатами проведеного розрахунку абсолютної швидкості потоку та її складових на виході з робочого колеса трикутник швидкостей, на підставі якого можна графічним шляхом визначити відносну швидкість потоку повітря w_2 . Вона також може бути визначена аналітичним способом:

$$w_2 = \sqrt{(U_2 - C_{2u})^2 + C_{2r}^2}, \text{ м/с}$$

$$w_2 = \sqrt{(4434,91 - 360,99)^2 + 152,22^2} = 169,21 \text{ (м/с)}.$$

Згідно з розрахунками, при взаємодії потоку повітря з лопатками робочого колеса компресора температура повітря збільшилась майже на 95,8 °С та дорівнює 382,83 К. Також відбулося збільшення тиску повітря за колесом компресора, яке становить 221,17 кПа. Те ж саме відбулося й з швидкістю потоку, яка збільшилась у три рази та стала становити 391,7 м/с.

Отримані розрахункові данні зовнішнього та середньо квадратичного діаметрів колеса на вході, а також визначення усіх інших конструктивних розмірів меридіанного перетину робочого колеса дають змогу виконати його креслення при виконанні повздовжнього перетину турбокомпресора з точністю, достатньою для ескізного опрацювання конструкції агрегату наддуву.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок і побудова ділянки безлопаткового дифузора компресора

З метою забезпечення зниження швидкості потоку повітря на вході в лопатковий дифузор компресора та вирівнюванні її між робочим колесом та лопатковим дифузором виконується кільцевий простір з радіальним зазором та паралельними або непаралельними стінками, що називають безлопатковим дифузором (БЛД). Режим проходження потоку повітря у БЛД дуже складний, оскільки основна маса потоку повітря рухається за спіральною траєкторією, що характеризується змінним кутом між абсолютною швидкістю і нормаллю до радіуса. Основним завданням виконання розрахунку БЛД є одержання кінцевих параметрів повітряного потоку та визначення його розмірів, які забезпечать такі значення цих параметрів.

Розрахунок компресорної ступіні вимагає застосовування методу наближень, але завдяки машинному розрахунку таких наближень досить мало.

Температура потоку повітря за БЛД визначається за формулою:

$$T_3 = T_2 + \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К},$$

де C_3 швидкість потоку повітря на виході із БЛД, м/с.

$$C_3 = \frac{G}{\pi \cdot \rho_3 \cdot \sin \alpha_3 \cdot D_3 \cdot b_3}, \text{ м/с}$$

де ρ_3 – густина повітря на виході з робочого колеса, кг/м³; α_3 – кут виходу потоку повітря з БЛД, град; D_3 – діаметр на виході з БЛД, м; $D_3 = (0,1 \dots 0,2) \cdot D_2$; $D_3 = 0,91$ м; b_3 – ширина БЛД на виході, м;

$$b_3 = y b_2,$$

де $y = 0,72 \dots 0,80$ (приймаємо $y = 0,8$)

$$b_3 = 0,8 \cdot 0,029 = 0,023 \text{ (м)}$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{287 \cdot T_3},$$

де P_3 – тиск повітря за БЛД, Па

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{\frac{n_3}{n_3-1}},$$

де n_3 – показник політропи стиску потоку повітря на ділянці 3 (БЛД)

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$n_3 = \frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1},$$

де k_{n3} – комплекс показника політропи стиску потоку повітря на ділянці 3

$$k_{n3} = \frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3,$$

де η_3 – політропний ККД на ділянці 3 (знаходиться у межах 0,6...0,8, тому приймаємо $\eta_3 = 0,8$).

$$k_{n3} = \frac{1,41}{1,41 - 1} 0,8 = 2,8,$$

$$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1} = 1,57,$$

$$P_3 = 221797,51 \cdot \left(\frac{411,21}{382,83} \right)^{\frac{1,57}{1,57 - 1}} = 270013,96 \text{ (Па)},$$

$$\rho_3 = \frac{270013,96}{287 \cdot 411,21} = 2,288 \text{ (кг/м}^3\text{)},$$

$$a_3 = \arctg \left[\frac{b_2 \cdot \rho_2}{b_3 \cdot \rho_3} \cdot \left\{ tga_2 + \sqrt{1 + tg^2 a_2} \cdot \frac{\lambda_{БЛД}}{b_3} (R_3 - R_2) \cdot \left[1 + \frac{k - 1}{n_3 - 1} \cdot \frac{M_{c_2}^2}{2} \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right\} \right],$$

де $\lambda_{БЛД}$ – коефіцієнт тертя в БЛД (знаходиться у межах 0,075...0,01, тому приймаємо $\lambda_{БЛД} = 0,01$); R_2 і R_3 – радіуси колеса компресора та БЛД відповідно, м.

$$a_3 = \arctg \left[\frac{0,029 \cdot 2,019}{0,023 \cdot 2,288} \cdot \left\{ tg 22,86 + \sqrt{1 + tg^2 22,86} \cdot \frac{0,01}{0,023} (0,455 - 0,38) \cdot \left[1 + \frac{1,41 - 1}{1,57 - 1} \cdot \frac{0,955^2}{2} \left(1 - \frac{0,38}{0,455} \right) \right] \right\} \right] = 26,84^\circ$$

$$C_3 = \frac{21,31}{3,14 \cdot 2,288 \cdot \sin 26,84 \cdot 0,91 \cdot 0,023} = 310,57 \text{ (м/с)},$$

$$T_3 = 382,83 + \frac{391,77^2 - 310,57^2}{2010} = 411,21 \text{ (К)}.$$

Число Маха для швидкості потоку повітря за БЛД складає:

$$M_{C_3} = C_3 / \sqrt{kRT_3},$$

$$M_{C_3} = 310,57 / \sqrt{1,41 \cdot 287 \cdot 411,21} = 0,76.$$

Число Маха для потоку повітря за БЛД не повинно перевищувати 0,80...0,85, що виконується. Безлопатковий дифузор має довжину 50 мм, відповідно співвідношення D_3/D_2 становить 1,197 (повинно бути 1,16...1,20), що достатньо для вирівнювання структури потоку повітря.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок і конструювання лопаткового дифузору агрегату наддуву (ЛД)

Лопатковий дифузор у компресорі встановлюють за ділянкою БЛД для забезпечення перетворення кінетичної енергії потоку повітря у потенційну. Лопатки лопаткового дифузору спрямовують потік повітря по такій траєкторії, яка забезпечує збільшення кута α_2 на виході із лопаткового дифузору у порівнянні з кутом виходу для дифузора таких же розмірів, але без наявності лопаток. Це у значній мірі скорочує шлях руху часток повітря у порівнянні зі шляхом у БЛД такої ж радіальної довжини, але у той же час збільшується відношення площ перетину входу та виходу, нормальних до лінії потоку повітря, **чи** диффузорність лопаткового дифузору, порівнювано з диффузорністю БЛД із рівним радіальним розміром. Збільшення диффузорності в цьому випадку не призводить до появи додаткових газодинамічних втрат (за умов якщо диффузорність не перевищує припустимі межі) до того ж наявність лопаток позитивно впливає на особливість режиму течії потоку, стримуючи утворення відривів потоку на розрахунковому режимі.

Доцільність використання лопаткового дифузору залежить від двох основних факторів: від кута α_2 та умов роботи компресора. При зменшенні α_2 довжина руху часток повітря у дифузорі з однаковою довжиною, але без лопаток, буде інтенсивно збільшуватися у порівнянні з довжиною руху у дифузорі з лопатками, а значить необхідність застосування лопаткового дифузору зростає (лопаткового дифузору використовують, за умов $\alpha_2 \leq 20^\circ$).

З метою забезпечення максимальної ефективності лопаткового дифузору його конструктивні параметри повинні бути оптимізовані. Оптимізація пов'язана з вибором кількості лопаток z_d , кутам встановлення лопаток на вході та виході $\alpha_{3л}$ і $\alpha_{4л}$, співвідношенням діаметрів колеса D_4/D_2 та співвідношенням ширини радіального перетину каналу на вході й виході b_4/b_3 . Оптимальний дифузор повинен забезпечувати швидкість потоку повітря на виході, наближену до швидкості на вході, а тиск за дифузором повинне бути трохи більший, ніж заданий на виході з компресору.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Швидкість повітря на виході із лопаткового дифузору визначається за формулою:

$$C_4 = C_3 \cdot \frac{b_3 \cdot D_3 \cdot \sin a_3}{b_4 \cdot D_4 \cdot \sin a_4} \cdot \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4-1}}, \text{ м/с,}$$

де D_4 – діаметр на виході із лопаткового дифузору, м; $D_4 = (1,6...1,8) \cdot D_2$. Приймаємо $D_4 = 1,35$ м; b_4 – ширина дифузору на виході, м; a_4 – кут виходу потоку повітря з лопаткового дифузору, град; T_4 – температура потоку повітря на виході з лопаткового дифузору, К; n_4 – показник політропи стиску на ділянці 4 (лопаткового дифузору);

$$b_4 = b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \cdot \operatorname{tg} \delta_m, \text{ м,}$$

де δ_m – оптимальне значення кута відхилення однієї зі стінок дифузору в радіальному перерізі $\delta_m = 6...12^\circ$. Приймаємо $\delta_m = 6^\circ$

$$b_4 = 0,023 + \frac{1,35 - 0,91}{2} \operatorname{tg} 6 = 0,046 \text{ (м),}$$

$$\alpha_4 = \arcsin \left(\frac{\sin a_{4л}}{k_\alpha} \right), \text{ град}$$

де $\alpha_{4л}$ – кут встановлення лопатки лопаткового дифузору на виході, град; k_α – коефіцієнт відставання швидкості у лопатковому дифузорі (знаходиться у межах $1,05...1...1,07$, відповідно приймаємо $k_\alpha = 1,05$)

$$\alpha_{4л} = \alpha_{3л} + \Delta\alpha, \text{ град}$$

де $\alpha_{3л}$ – кут установки лопатки лопаткового дифузору на вході, град; $\Delta\alpha$ – різниця кутів входу й виходу потоку повітря в лопатковому дифузорі, град. $\Delta\alpha = 12 \dots 18^\circ$, відповідно приймаємо $\Delta\alpha = 15^\circ$

$$\alpha_{3л} = \alpha_3 + i_3, \text{ град,}$$

де i_3 – кут атаки на вході в ЛД. $i_3 = 0...50 \dots 5^\circ$, відповідно приймаємо $i_3 = 0^\circ$.

$$\alpha_{3л} = 26,84 + 0 = 26,84^\circ,$$

$$\alpha_{4л} = 26,84 + 15,0 = 41,84^\circ,$$

$$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 41,84}{1,05} = 34,57^\circ,$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок комплексів показників політропи:

$$\frac{1}{n_4 - 1} = \frac{n_4}{n_4 - 1} - 1,$$

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \cdot \eta_4,$$

де η_4 – політропний ККД на ділянці лопаткового дифузору, знаходиться у межах 0,7...0,85, відповідно приймаємо $\eta_4 = 0,85$

$$\frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1,41}{1,41 - 1} \cdot 0,85 = 2,92$$

$$\frac{1}{n_4 - 1} = 2,92 - 1 = 1,92$$

$$C_4 = 310,57 \frac{0,023 \cdot 0,91 \sin 26,84}{0,046 \cdot 1,35 \sin 34,57} \cdot \left(\frac{411,21}{456,88} \right)^{1,92} = 68,18 \text{ (м/с)}.$$

Розрахунок кута розкриття еквівалентного дифузору та оцінка отриманого результату

$$\delta = 2 \cdot \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \cdot \tau_3 \cdot \sin \alpha_{3,l}}{D_3 \cdot Z_d} \cdot \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1}} \cdot 2 \cdot \sin \alpha_{CP} \right), \text{ град},$$

де τ_3 – коефіцієнт захаращення на вході в лопатковий дифузор; Z_d – число лопаток дифузору, який знаходиться у межах 13...35, відповідно приймаємо $Z_d = 35$; f – дифузорність лопаткового дифузору; α_{CP} – середній кут установки лопатки лопаткового дифузору, град.

$$\tau_3 = 1 - \frac{\delta_3 \cdot Z_d}{\pi \cdot D_3 \cdot \sin \alpha_{3,l}},$$

де δ_3 – товщина лопати лопаткового дифузору на вході, м. Знаходиться у межах 0,3...2 мм. Приймаємо $\delta_3 = 0,001$ м.

$$\tau_4 = 1 - \frac{0,001 \cdot 35}{3,14 \cdot 1,35 \cdot \sin 41,84} = 0,988;$$

$$f = \frac{1,35 \cdot 0,046 \cdot 1,05 \cdot 0,988 \cdot \sin 34,57}{\sin 26,84 \cdot 0,91 \cdot 0,023} = 3,86;$$

$$\alpha_{CP} = (\alpha_{4,l} + \alpha_{3,l}) / 2,$$

$$\alpha_{CP} = (41,84 + 26,84) / 2 = 34,34^\circ;$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,023 \cdot 0,919 \cdot \sin 26,84}{0,91 \cdot 35}} \cdot \frac{\sqrt{3,86-1}}{\frac{1,35}{0,91}-1}} 2 \sin 34,34 \right) = 7,86^\circ.$$

Значення кута розкриття еквівалентного дифузору не повинно перевищувати значення 8° . У нашому випадку умова повністю виконується.

Температура потоку повітря на виході з лопаткового дифузору, К:

$$T_4^{(2)} = T_3 + \frac{C_3^2 - C_4^2}{2010},$$

$$T_4^{(2)} = 411,21 + \frac{310,57^2 - 68,18^2}{2010} = 456,88 \text{ (К)};$$

Тиск потоку повітря на виході з лопаткового дифузору, Па:

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4-1}},$$

$$P_4 = 270013,96 \cdot \left(\frac{456,88}{411,21} \right)^{2,92} = 367368,63 \text{ (Па)};$$

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході з лопаткового дифузору за рекомендованим допуском:

$$\left| \frac{P_K - P_4}{P_K} \right| \leq 0.05,$$

де P_K – тиск повітря за компресором, Па.

$$P_K = \Pi_K \cdot P_O,$$

$$P_K = 3,8 \cdot 101300 = 384940 \text{ (Па)};$$

$$\left| \frac{384940 - 367368,63}{384940} \right| = 0,046 \leq 0.05.$$

Умова виконується.

Розрахунок радіусу дуги середньої лінії лопатки лопаткового дифузору:

$$R_{\text{л}} = \frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos a_{4\text{л}} - D_3 \cos a_{3\text{л}})},$$

$$R_{\text{л}} = \frac{1,35^2 - 0,91^2}{4(1,35 \cos 41,84 - 0,91 \cos 26,84)} = 1,283 \text{ (м)}.$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок радіуса кола центрів дуг середніх ліній лопаток лопаткового дифузору:

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{R_{\text{л}}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\text{л}} \cos a_{3\text{л}}},$$

$$R_{\text{ц}} = \sqrt{1,283^2 + 0,455^2 - 0,91 \cdot 1,283 \cos 26,84} = 0,9 \text{ (м)}.$$

Густина повітря за лопатковим дифузором, кг/м³:

$$\rho_4 = \frac{P_4}{287 \cdot T_4},$$

$$\rho_4 = \frac{384940}{287 \cdot 456,88} = 2,802 \text{ (кг/м}^3\text{)}.$$

Співвідношення діаметру колеса та виходу з лопаткового дифузору:

$$\frac{D_4}{D_2} = \frac{1,35}{0,76} = 1,77.$$

Співвідношення ширин входу та виходу у радіальному (меридіанному) перетині становить:

$$\frac{b_4}{b_3} = \frac{0,046}{0,023} = 2.$$

Розраховані значення кутів встановлення лопаток на вході та виході, їх геометричні розміри, кількість лопаток лопаткового дифузора, а також підібрані значення співвідношень діаметру робочого колеса та виходу з лопаткового дифузору й ширини входу та виходу у меридіанному перерізі задовольняють умовам досягнення максимального можливого тиску повітряного потоку за дифузором, мінімально можливої абсолютної швидкості потоку повітря за лопатковим дифузором, забезпечення мінімальних кутів атаки на вході в лопатковий дифузор на розрахунковому режимі роботи, а також оптимальним параметрам міжлопаткових каналів. Отже, після проходження потоку через ЛД його швидкість знизиться та становитиме 68,18 м/с, при цьому тиск потоку повітря збільшиться до 367,368 кПа.

Розрахунок та конструювання завитки агрегату наддуву

Завитка у агрегаті наддуву застосовується для збору потоку повітря, що виходить із кільцевої щілини попередньої ділянки компресора. Незалежно від

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

форм зовнішнього контуру завитки агрегату наддуву або закону зміни перетину камери від значення кута θ , витрата повітря через щілину в секторі з довільним кутом θ буде пропорційним значенню цього кута. У кожному перетині завитки агрегату наддуву забезпечується середня інтегральна швидкість потоку повітря, що дорівнює швидкості на виході з дифузору. У такому випадку зміна тиску в завитці не відбудеться та вона буде працювати просто як повітрозбірник. Основним завданням даного етапу розрахунку є одержання конструктивних параметрів завитки агрегату наддуву та кінцевих параметрів потоку повітря на виході з компресора.

Розрахунок швидкості потоку повітря на виході з компресора:

$$C_5 = C_4 \cdot A \text{ м/з},$$

де A – коефіцієнт зміни абсолютної швидкості в компресорі, яка знаходиться в межах $A = 0,5 \dots 0,99$ (відповідно, приймаємо $A = 0,98$)

$$C_5 = 68,18 \cdot 0,98 = 66,81 \text{ (м/с)}.$$

Швидкість потоку повітря в завитці вважається постійною, коли виконується наступна умова:

$$\left| \frac{C_5 - C_4}{C_4} \right| \leq 0.03,$$

$$\left| \frac{66,81 - 68,18}{68,18} \right| = 0,02 \leq 0.03.$$

Умова виконується, так як завитка працює просто як повітрозбірник. ККД завитки складає:

$$\eta_5 = 1 - \frac{\xi_5 \cdot C_4^2}{C_4^2 - C_5^2},$$

де ξ_5 – коефіцієнт втрат (для завитки округлої форми $\xi_5 = 0,2 \dots 0,25$, відповідно, приймаємо $\xi_5 = 0,2$). У випадку постійної швидкості тиск потоку повітря визначається за формулою:

$$\Delta P_5 = \xi_5 \frac{\rho_4 \cdot C_5^2}{2},$$

$$\Delta P_5 = 0,2 \frac{2,802 \cdot 66,81^2}{2} = 1250,694 \text{ (Па)};$$

$$P_5 = 367368,63 - 1250,694 = 366068,72 \text{ (Па)}.$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Оцінка величини тиску потоку повітря на виході із лопаткового дифузору:

$$\left| \frac{P_K - P_5}{P_K} \right| \leq 0,05$$

$$\left| \frac{366068,72 - 384940}{384940} \right| = 0,049 \leq 0,05.$$

Умова повністю виконується.

У випадку постійної швидкості потоку повітря в завитці температура його на виході буде такою же, як і на вході:

$$T_5 = T_4 + \frac{C_4^2 - C_5^2}{2 \cdot C_p}, \text{ К, } T_5 = 456,91 \text{ К}$$

Спроектована завитка має постійну швидкість потоку повітря, тому температура потоку на виході буде майже така, як і на вході, а падіння тиску потоку повітря відбувається за рахунок сил тертя у завитці. Кінцевий тиск потоку повітря на виході з завитки буде становити 366,07 кПа.

Розрахунок адіабатного ККД компресора, його потужності та обертів ротора

Головною задачею даного етапу розрахунку є визначення адіабатного ККД компресора на підставі отриманих кінцевих значень температури та тиски, а також порівняння цього ККД із довідковими значеннями. Визначення необхідної потужності на привод компресора.

Адіабатний ККД компресора визначається за формулою:

$$\eta_{AD} = \frac{T_a \cdot \left[\left(\frac{P_5}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{T_5 - T_a}$$

$$\eta_{AD} = \frac{295 \left[\left(\frac{366068,72}{101300} \right)^{0,286} - 1 \right]}{456,97 - 295} = 0,833$$

Середнє значення адіабатного ККД сучасних турбокомпресорів даного типорозміру знаходяться у межах 0,77...0,84.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Необхідна потужність приводу компресора визначається за формулою:

$$N_K = \frac{G \cdot L_{AD}}{\eta_{AD} \cdot 1000}, \text{кВт},$$

$$N_K = \frac{21,31 \cdot 134293,2}{0,833 \cdot 1000} = 3688,32 \text{ (кВт)}.$$

Значення необхідної потужності на привід компресора для досягнення значень P_K на сучасних турбокомпресорах знаходиться в межах 0,35...0,45 від потужності дизеля.

Частота обертання ротору турбокомпресора визначається за формулою:

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_2}, \text{об/хв},$$

де D_2 – зовнішній діаметр колеса компресору (діаметр колеса на виході).

$$n_{mk} = \frac{60 \cdot 434,91}{3,14 \cdot 0,76} = 10929 \text{ (об/хв)}$$

На підставі розрахунку можна зробити висновок, що спроектований ступінь компресора наддуву цілком відповідає сучасним турбокомпресорам та має високі параметри адіабатного ККД, а також потужності на привід компресора.

4.2. Опис спроектованого агрегату наддуву

Спроектований у дипломному проекті турбокомпресор маркується як ТК-76 в залежності від типу турбіни, діаметру робочого колеса компресора та ступеня підвищення тиску P_K . Турбокомпресор має осьову турбіну, а зовнішні діаметри турбінного та компресорного коліс мають однакове значення. Турбокомпресор за схемою компоновки належить до динамічних машин з консольним розташуванням робочих коліс.

Остов турбокомпресора ТК-76 складається з трьох частин, а саме корпусу компресора 4 (рис. 4.1), газовідвідного корпусу 8 та корпусу турбіни 15. Корпус компресора 4 призначений для утворення проточної частини, у тому числі проточної частини каналу робочого колеса, для створення каналів без лопаткового дифузору, лопаткового дифузору та повітрязбірної завитки. Крім того в корпусі компресора є порожнина для розміщення та фіксації опорно-

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

упорного підшипника. Корпусні деталі компресора відлиті з алюмінієвого сплаву АЛ5. Газовідвідний корпус 8 відповідає за відведення газів після їх роботи в турбіні. Корпус турбіни 15 призначений для утворення робочого тракту турбіни, зокрема зовнішньої проточної частини. Для зменшення тепловіддачі в машинне відділення судна частини газовідвідного та турбінного корпусів мають порожнини, в яких циркулює охолоджуюча вода з системи охолодження. Крім того водяні порожнини виконуються для охолодження підшипникових вузлів. Корпуси компресора, турбіни та елементів газовідведення з'єднуються між собою болтами по посадках через колові розточки корпусів, що забезпечує центрування усіх осьових отворів корпусів відносно вісі обертання ротору. Турбокомпресор кріпиться до дизеля на кронштейні за допомогою болтів.

Рухомою частиною турбокомпресора ТК-76 є ротор 1, який складається з валу та приєднаних до нього коліс компресора 2 та турбіни 15. Ротор турбокомпресора є жорстким, барабанного типу, кований з нержавіючої сталі марки 2Х13. Біля компресорного та турбінного підшипників виконують дві канавки, в яких розміщують контактні кільця ущільнень 16 й 10.

Колесо компресора 2 з'єднується з ротором 1 за допомогою посадки з натягом та шпильок, а також закріплюється за допомоги гайки. Колесо напіввідкритого типу з радіальними лопатками на виході (тип –радіальна зірка). Колесо компресора має осьовий вхід потоку повітря з обертовим скеровуючим апаратом, який утворюється з осьових частин лопаток. Задній диск колеса компресора має численні гребінці 9, які зроблені як відповідна частина безконтактного ущільнення, яке створюється з одного боку гребінцями колеса, а з другого гребінцями на корпусній вставці. Колесо зроблено з алюмінієвого сплаву марки АЛ4.

Колесо турбіни 13 осьового типу з'єднано з ротором компресора за допомогою зварювання. У зв'язку зі збільшенням температури газів перед турбіною, матеріал робочих лопаток замінено на жароміцний сплав марки Є1437Б. Теж саме стосується і матеріалу соплових лопаток. Диск виготовлений зі сталі марки 45.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

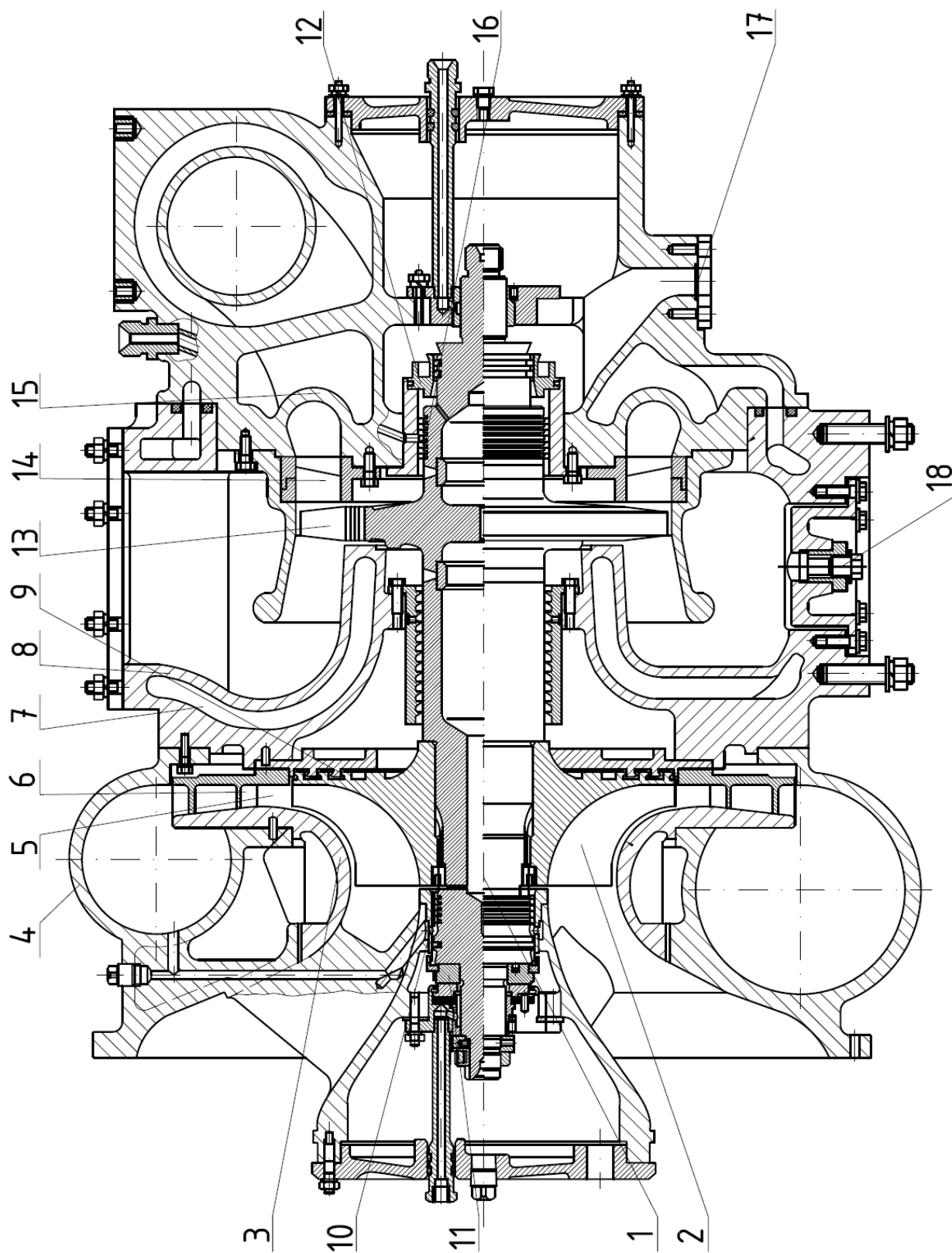


Рисунок 4.1 – Спроектований турбокомпресор ТК-76 двигуна 5ДКРН 60/230

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ДП.142.2227ст.03.ПЗ

Аркуш

Ротор спирається на підшипники ковзання, один з яких є опорним (з боку турбіни), а другий опорно-упорний. До підшипників через канали підводиться масло, яке після змащення стікає униз. Опорно-упорний підшипник складається з сталевого корпусу та запресованою в нього втулкою виготовленою з високоолов'янистої бронзи. Упорна частина підшипника є окремим плоским підп'ятником з високоолов'янистої бронзи зі змащувальними канавками на її робочому торці. Підп'ятник зафіксовано від обертання штифтом, а також він має пружний елемент, що складається з набору металевих пластин та шару масла між ними. Він забезпечує демпфування високочастотних коливань ротору турбокомпресора в осьовому напрямку, а також компенсує перекоси упорного торця ротора, що виникають при роботі. Опорний підшипник ротора виконаний як сталева втулка з запресованою тонкостінною втулкою виготовленою з високоолов'янистої бронзи. На торцевій поверхні опорного підшипника зроблено невелику площадку з одвороту бронзової втулки для забезпечення допоміжного осьового упору при непрацюючому компресорі.

У турбокомпресорі ТК-76 є декілька вузлів ущільнення, які призначені для забезпечення непроникнення дрібних часток масла з підшипників до компресора та турбіни, для зменшення осьового зусилля на колесо компресора, а також зменшення небажаних перетікань газу вздовж осі ротора. До вузлів ущільнення підведено канали, що забезпечують подачу до них повітря зі збільшеним тиском. Ущільнення з боку компресора перешкоджає потраплянню в компресор аерозолів масла з порожнини підшипника. Ущільнення складається з двох пружних кілець 10 типу поршневих (контактних) та лабіринтних (безконтактних) ущільнень 9, утворених гребінцями. У порожнину між двома групами безконтактних ущільнень через дросель підводиться повітря з повітрозбірної завитки для того, щоб запобігти проникненню масляних аерозолів вздовж валу. Кільця під час обертання ротора турбокомпресора за рахунок своєї пружності притискаються до корпусної втулки та залишаються нерухомими. Для зменшення тиску повітря на кільця контактних ущільнень в осьовому напрямку з боку компресора, від чого вони сильно притискалися би до

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

бічних стінок канавок і тим самим зменшували механічний ККД турбокомпресора, між контактними та безконтактними ущільненнями виконані свердління усередину ротора. Через ці свердлення частина повітря високого тиску, що надходить від завитки до ущільнення та проходить уздовж ротора турбокомпресора, відсмоктується через порожнину ротора в колесо компресора також через спеціальні свердлення, виконані перед входом в колесо, що забезпечує відповідне зниження тиску.

Ущільнення з боку турбіни турбокомпресора не допускає прориву гарячих газів, що мають надлишковий тиск, з проміжку між сопловим апаратом та колесом турбіни в порожнину підшипника, а також запобігає попаданню змащуючого масла з порожнини підшипника на нагріту частину валу, де воно може перетворитися на кокс й заповнювати відповідні зазори, перешкоджаючи тим самим вільному обертанню ротора турбокомпресора. Це ущільнення утворене двома пружними кільцями 16.

Масло до підшипників підводиться з системи змащення дизеля. Порожнини, у яких розташовані підшипники (корпуси підшипників), відокремлені від внутрішніх порожнин агрегату відповідними ущільненнями.

Система охолодження у конструкції турбокомпресора являє собою систему порожнин, каналів та елементів з'єднання. Завдяки порожнинам у корпусі турбіни та газовідвідному корпусі охолоджуються зовнішні поверхні цих корпусів, зменшується підведення теплоти до компресорної частини та до опорного підшипника турбокомпресора. У турбокомпресорі здійснюється охолодження газоприймальної завитки, що дозволяє запобігти її передчасній руйнації за рахунок теплового навантаження.

При роботі турбокомпресора гази з дизеля надходять до газоприймальної камери, звідки вони надходять до соплового апарату турбіни, де статична енергія газів частково перетворюється на кінетичну. Далі відпрацьовані гази надходять до робочого колеса, де віддають свою енергію робочим лопаткам, що забезпечує обертання ротора з високою частотою. Після робочого колеса

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

відпрацьовані гази уходять у випускний трубопровід дизельної установки через канал газовідвідного корпусу та фланець.

Робоче колесо компресора, що обертається за рахунок енергії від турбіни, забезпечує дію лопаток на повітря, яке знаходиться у між лопаткових порожнинах. Під впливом лопаток повітря рухається по колу, під час цього руху виникає відцентрова сила, що примушує повітря рухатися по радіусу від центра обертання. Окружна та радіальна складові руху забезпечують спіральний рух часток повітря у колесі, під час якого вони отримують кінетичну енергію та вилітають зі сторони зовнішнього діаметру колеса. Витікання часток повітря призводить до зниження тиску на вході у колесо. Утворюється різниця між збільшеним тиском навколишнього середовища та тиском у колесі компресора, під впливом якого нова порція повітря безперервно поступає до колеса. Одночасно з отриманням кінетичної енергії від лопаток повітря рухаються каналами колеса компресора від менших площин перетинів каналів до відповідно більших. Цей рух забезпечує зниження швидкості руху повітря у відносному русі потоку, а це забезпечує перетворення кінетичної енергії у потенційну тобто швидкість потоку знижується, а тиск при цьому підвищується. Таким чином за колесом у потоці повітря присутні приблизно рівною мірою кінетична та потенційна енергія. Після колеса компресора потік повітря надходить до щільного дифузору, або БЛД. Цей канал утворюється стінками, які спочатку створюють канал, який дещо звужується у повздовжньому перетині, а потім трохи розширюється. Рух часток повітря у цьому каналі відбувається майже по траєкторії логарифмічної спіралі. Рух часток повітря проходить від менших поперечних перетинів до більших, за рахунок чого відбувається зменшення швидкості та підвищення тиску. Базовим призначення цього каналу є зменшення швидкості потоку повітря до дозвукового рівня, інакше на лопатках лопаткового дифузора виникнуть стрибки ущільнення, що дуже знизить ККД компресора, або може виникнути його помпаж. Друге призначення БЛД – вирівнювати епюри швидкостей перед лопатками лопаткового дифузора, яке необхідно з урахуванням їх нерухомого кріплення.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Після безлопаткового повітря надходить до лопаткового дифузору. Лопатки дифузору призначені для скеровування траєкторії руху часток повітря по більш крутій траєкторії порівняно з траєкторією у безлопатковому. Це забезпечує збільшення дифузорності каналу при зменшенні його довжини. При виборі належних кутів входу та виходу лопаток такий дифузоре може підвищувати ККД компресора на розрахунковому режимі порівняно з конструкціями, які мають тільки безлопатковий дифузоре. На виході з ЛД повітря має приблизно розрахунковий кінцевий тиск (P_k) і припустиму швидкість, яка бажана на вході у повітряний ресивер двигуна.

Після лопаткового дифузору потік повітря надходить до завитки. Завитка у компресорі спроектована таким чином, щоб уникнути небажаного перетворення енергії потоку в ній через те, що вона має відносно низький ККД як перетворювач енергії. Відповідно завитка спроектована як збірник потоку повітря, у якому швидкість на вході та на виході десь однакові. Завитка спроектована спіральною, з наростаючою площею перетину за ходом повітря. Така конструкція забезпечує зниження можливого радіально зусилля на колесо за рахунок створення приблизно симетричного відносно осі обертання колеса потоку повітря в завитці, що забезпечує приблизно рівний тиск повітря з усіх боків колеса компресора відповідно до закону збереження енергії.

4.3. Висновки до розділу

Результати проведених розрахунків підтвердили можливість використання турбокомпресора типу ТК-76 на мало обертовому судновому двигуні 5ДКРН 60/230 (Mitsubishi UEC60LSII). На підставі проведеного розрахунку визначені основні конструктивні розміри нового турбокомпресора з відхиленнями, які несуттєві для проведення компоновочного конструювання агрегату наддуву.

Спроекований відцентровий компресор має степінь підвищення тиску на рівні $\Pi_k = 3,8$ при ККД $\eta_{ад} = 0,833$ (що є прийнятним для таких компресорів) та розході повітря $G = 21,75$ кг/с. Температура повітря на виході з компре-

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

сора при $T_0 = 293 \text{ K}$ ($20 \text{ }^\circ\text{C}$) складає $T_k = 456,9 \text{ K}$ ($183,9 \text{ }^\circ\text{C}$). Необхідна потужність приводу на розрахунковому режимі становить $3688,32 \text{ кВт}$, частота обертання ротору турбокомпресору становить 10929 об/хв . Конструктивне рішення, що до додавання лопаткового дифузору дозволяє збільшити ККД компресора та поліпшити його роботу, завдяки тому, що частки повітря будуть мати меншу траєкторію руху.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка основних систем двигуна 5ДКРН 60/230					Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Кулігін Д.Д										
Керівник		Митрофанов О.С.								НУК		

5. Розрахунок та розробка принципів схем систем двигуна 5ДКРН 60/230

5.1. Розрахунок та розробка паливної системи двигуна 5ДКРН 60/230

Паливна система (рис. 5.1), єдина для головного і допоміжних двигунів. Допоміжні дизелі можна експлуатувати на важкому або дизельному паливі незалежно від головного двигуна.

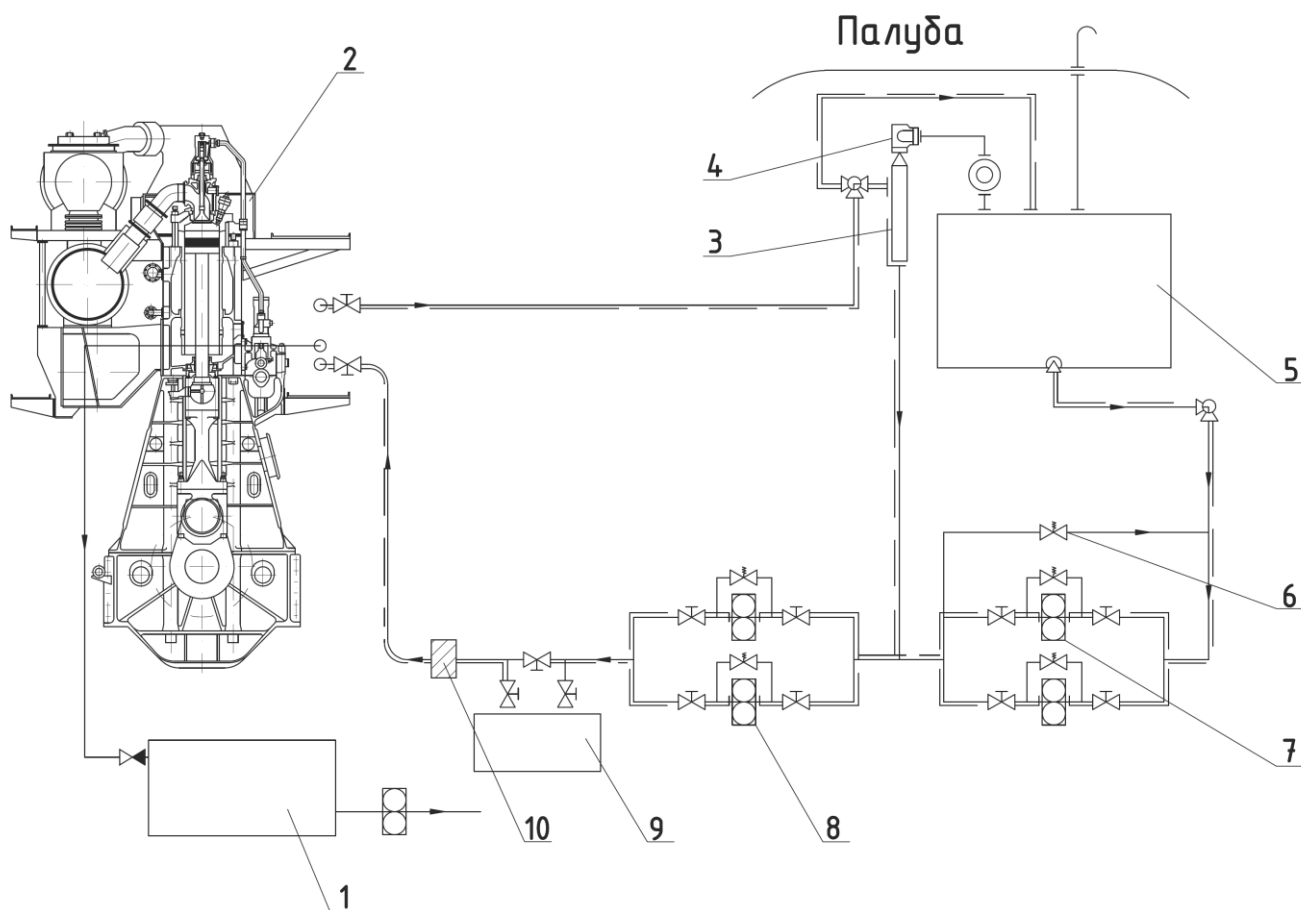


Рисунок 5.1 – Паливна система двигуна 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII)

1 – дренажний бак; 2 – двигун; 3 – труба перепуску; 4 – деаерируючий клапан;
5 – бак дизельного палива; 6 – перепускний клапан; 7 – підведення палива;
8 – циркуляційні насоси; 9 – нагрівач; 10 – полнопоточний фільтр тонкої очистки

З бункерних цистерн паливо перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки сепараторами воно може подаватися у відповідні витратні цистерни або «добові цистерни». Для забезпечення найбільш задовільного очищення важкого палива для двигуна сепаратори обладнані підігрівачами де

паливо може підігріватися до температури близько 95...98 °С. З конкретної витратної цистерни паливо надходить до одного з двох електричних підкачуючих насосів, який у свою чергу подає паливо під тиском (по можливості через расходомір) до паливної системи низького тиску. Після цього паливо потрапляє до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач палива, регулювальник в'язкості, фільтр до паливних насосів.

Відсічне паливо від форсунок та насосів через трубу зворотнього палива перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса. Для підтримання постійного тиску палива в головній магістралі на вході паливних насосів, продуктивність та подача циркуляційного насоса перевищує кількість палива, що витрачається дизелем.

Окрім цього, встановлюється підпружинений байпасний клапан який функціонує у якості перепускного між входом до паливного насосу високого тиску ПНВТ (рис. 5.2.) та поверненням палива. Таким чином, підтримується постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі. Завдяки вбудованій циркуляції підігрітого палива робоча температура паливних насосів і форсунок(рис. 5.3) може підтримуватися навіть тоді, коли двигун зупинений.

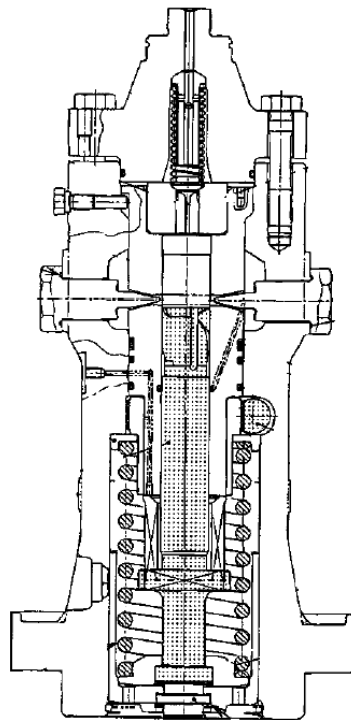


Рисунок 5.2 – Паливний насос високого тиску двигуна 5ДКРН 60/230

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

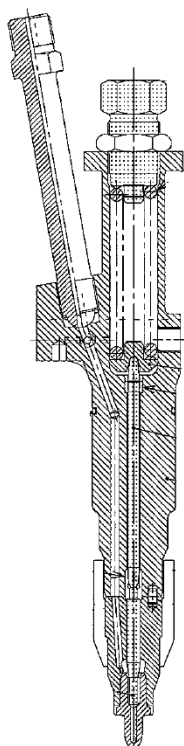


Рисунок 5.3 – Конструкція форсунки двигуна 5ДКРН 60/230

Паливна система розрахована на роботу двигуна, як на дизельному, так і на важкому паливі. З цистерни основного запасу паливо перекачується насосом в решту цистерн, звідки через сепаратори у витратні цистерни.

Для забезпечення задовільного очищення палива сепаратори важкого палива обладнані підігрівачами. З витратних цистерн важкого палива та легкого, воно поступає через триходовий кран до насосів живлення, за допомогою яких паливо перекачується в резервуар, звідки за допомогою циркуляційних насосів, паливо подається до підігрівачів. Підігрівачі розраховані таким чином, щоб будь-який з них задовольняв на 100 % вимогам в нагріві та підтримуванні постійної температури палива, яку задає регулятор в'язкості. В'язкість підтримується на заданому рівні за допомогою регулювання температури палива, подачею пари до підігрівачів. Після підігрівачів паливо подається в автоматичний фільтр, що оберігає устаткування ПНВТ від частинок, які можуть викликати пошкодження. Після фільтрів паливо подається у ПНВТ. Від кожного ПНВТ відходить трубка повернення палива, по якій воно

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

поступає в головний трубопровід зворотнього палива, а звідти в деаераційний резервуар, у якому міститься комбінація чистого палива з витратної цистерни та підігрітого зворотного палива від дизеля.

Фільтри (рис. 5.4) призначені для запобігання забруднення обладнання частинками, які знаходяться в паливі, що перекачується у звішеному стані, а також попадання в насос випадкових крупних частинок, що можуть вивести його з ладу. Ці функції виконують фільтри грубої очистки (ФГО), що встановлюються біля забору палива. Фільтри тонкої очистки (ФТО) призначені для видалення із палива абразивних частинок. Фільтри грубого очищення (ФГО) – для видалення з палива частинок розміром більше 40 мкм. Фільтри тонкого очищення (ФТО) – для видалення домішок з палива розміром більше 6 мкм.

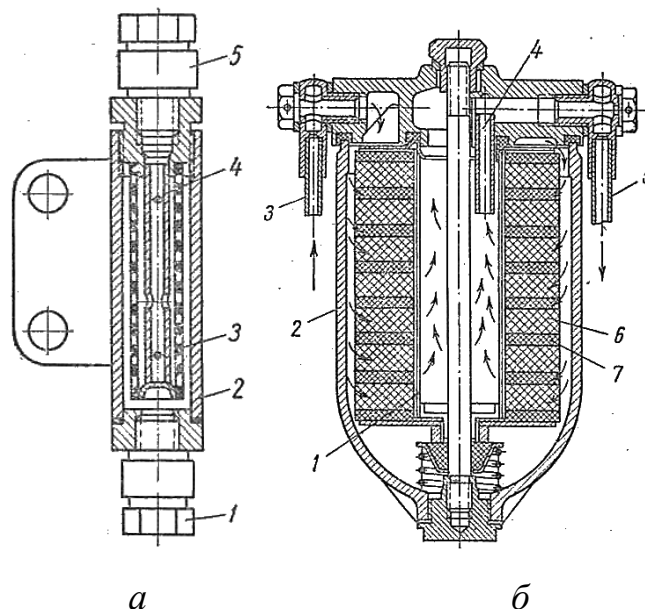


Рисунок 5.4 – Устрій паливних фільтрів:

а– фільтр грубої очистки палива.

1, 5 – штуцери; 2 – корпус; 3 – фільтруюча сітка; 4 – каркас;

б – фільтр тонкої очистки палива.

1 – сітчастий каркас; 2 – корпус; 3, 4 і 5 – трубки; 6 і 7 – войлочні пластини.

Розрахунок паливної системи двигуна 5ДКРН 60/230

1. Циклова подача палива до дизеля:

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$g_{\text{ц}} = \frac{g_e N_e \tau}{120 n_{\text{дв}} i} \text{ г/цикл,}$$

де, g_e кг/(кВт·год) – питома витрата палива двигуном; $N_e = 9900$ кВт – потужність дизеля; $\tau = 1$ – коефіцієнт тактності; $n = 105$ об/хв – частота обертання двигуна; $i = 5$ у циліндрів.

$$g_{\text{ц}} = 0,166 \cdot 9900 \cdot 1 / (120 \cdot 105 \cdot 5) = 0,0261 \text{ г/цикл.}$$

2. Запас палива:

$$G_{\text{п}} = [K_{\text{м}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot \tau_x] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1-1,2$ – морський коефіцієнт, що враховує можливе збільшення витрати палива через тяжкі умови експлуатації або вітру; $\tau_x = 20$ – час ходового режиму, година.

$$G_{\text{п}} = [1,1 (0,166 \cdot 9900 \cdot 20)] \cdot 10^{-3} = 36,264 \text{ т}$$

3. Ємність видаткової цистерни:

$$V = (G_{\text{п}} / \rho_{\text{п}}) K_1 K_2 \cdot 10^3, \text{ м}^3.$$

де, $G_{\text{п}} = 36,264$ т – запас палива; $\rho_{\text{т}} := 860$ кг/м³ – щільність палива при максимальній температурі в сітці; $K_1 = 1,01...1,05$ – коефіцієнт захаращення цистерни; $K_2 = 1,03...1,05$ – коефіцієнт, що враховує мертвий обсяг цистерни.

$$V = (36,264 / 860) \cdot 1,01 \cdot 1,03 \cdot 10^3 = 43,86 \text{ м}^3.$$

4. Продуктивність насоса підкачки палива:

$$W_{\text{пн}} = K_3 N_e g_e / \rho_{\text{п}}, \text{ м}^3/\text{година}$$

де, $K_3 = 1,5...2$ – коефіцієнт запасу подачі палива.

$$W_{\text{тн}} = 1,5 \cdot 9930 \cdot 0,166 / 860 = 2,875 \text{ м}^3/\text{год.}$$

5. Потужність приводу ППН:

$$N = W_{\text{пн}} p K_4 \cdot 10^3 / (3600 \eta) \text{ кВт}$$

де, p – МПа - тиск нагнітання; $K_4 = 1,1...1,5$ – коефіцієнт запасу потужності; $\eta = 0,6...0,7$ – ККД поршневих насоса підкачки палива.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$N = 2,875 \cdot 0,5 \cdot 1,1 \cdot 10^3 / (3600 \cdot 0,7) = 0,627 \text{ кВт.}$$

6. Площа поверхні фільтруючих елементів:

$$F_{\phi} = W_{\text{пн}} / (3600 v_{\tau} K_{\text{ж.п}}) \text{ м}^2,$$

де, v_{τ} – м/с - швидкість фільтрації; $K_{\text{ж.п}} = 0,2 \dots 0,3$ – коефіцієнт живого перетину.

$$F_{\phi} = 2,875 / (3600 \cdot 0,02 \cdot 0,2) = 0,199 \text{ м}^2.$$

7. Пропускна здатність сепаратора:

$$W_{\text{п.с}} = B_{\text{д}} / (\rho_{\text{п}} n \tau) \text{ м}^3/\text{год}$$

де, $B_{\text{д}} = g_e \cdot N_e \cdot 24 = 24 \cdot 0,166 \cdot 9900 = 39,561 \cdot 10^3$ кг/доба – добова витрата; $n = 1$ – у сепараторів; $\tau = 8 \dots 12$ година – час роботи сепаратора.

$$W_{\text{пс}} = 39,561 \cdot 10^3 / (860 \cdot 1 \cdot 12) = 3,833 \text{ м}^3/\text{рік.}$$

8. Параметри плунжера ПНВТ:

8.1 Хід плунжера:

$$h_{\text{г}} = C_{\text{м}} \cdot \varphi_{\text{г}} \cdot 10^2 / 6 \cdot \omega = 1,2 \cdot 18 \cdot 10^2 / (6 \cdot 10,99) = 32,75 \text{ мм};$$

де, $C_{\text{м}}$ – середня швидкість плунжера. Лежить у діапазоні $C_{\text{м}} = 1,0 \dots 1,2$; $\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 105 / 30 = 10,99 \text{ з}^{-1}$; $\varphi_{\text{г}} := 18$ – геометрична тривалість упорскування палива.

8.2. Діаметр плунжера ПНВТ, мм:

$$d_{\text{г}} := 1,13 \sqrt{\frac{g_{\text{сmax}}}{h_{\text{г}} \cdot \gamma_{\text{г}} \cdot \eta_1}} = 60,11 \text{ мм}$$

де, $\gamma_{\text{г}} = 0,85 \text{ г/см}^3$ – питома вага палива; η – коефіцієнт подачі. Знаходиться у діапазоні $\eta = 0,7 \dots 0,9$.

9. Основні розміри форсунок ДВЗ.

Основні розміри соплових отворів розпилювача залежать від палива, що подається за цикл, тривалості подачі та тиску упорскування. Найбільша циклова подача, г/цикл:

$$g_{\text{цmax}} = 1,25 \frac{g_e N_{\text{ец}}}{60 n_{\text{дв}} Z}$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де, $z = 1$ – коефіцієнт тактності для 2-х тактного двигуна; $N_{ц} = 9900/5 = 1980$ кВт – циліндрова потужність.

$$g_{\text{сmax}} = 1,25 \cdot 0,166 \cdot 1980 / (60 \cdot 105 \cdot 1) = 0,0654$$

Час упорскування палива, τ :

$$\tau = \phi_r / 6 \cdot n = 18 / (6 \cdot 105) = 0,00158$$

Середня умовна швидкість упорскування, м/с:

$$v_n = \mu_c \cdot 10^2 \sqrt{2 \frac{p_\psi - p_\psi}{\rho_\psi}}$$

де, p_ψ, p_ψ – середні тиски палива й газів у циліндрі МПа; ρ_ψ – щільність палива; μ_c – коефіцієнт витікання із соплових отворів. Лежить у діапазоні $\mu_c = 0,6 \dots 0,9$. Приймаємо $\mu_c = 0,9$.

$$V_n = 0,9 \cdot 10^2 \cdot \sqrt{2 \cdot (21 - 8) / 0,75} = 529,906 \text{ м/с.}$$

Сумарна площа соплових отворів, м^2 :

$$f_c = g_{\text{сmax}} / v_n \cdot \tau \cdot 10^2 = 0,0654 / (529,906 \cdot 0,00158 \cdot 100) = 7,813 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Діаметр соплового отвору, мм;

$$d_c = 1,13 \cdot \sqrt{f_c / i_c} = 0,0111 \text{ м.}$$

де, $i_c = 8$ – у соплових отворів.

Довжина соплового отвору:

$$l_c = (3 \dots 4 \dots 4) d_c = 3 \cdot 0,0111 = 0,0335 \text{ м.}$$

5.2. Розрахунок та розробка масляної системи двигуна 5ДКРН 60/230

Масляна система двигуна 5ДКРН 60/230 повинна забезпечувати змащення маслом всіх частини дизеля, що труться з метою зменшення механічних й зношування, а також для часткового відводу теплоти, що виділяється при терті.

Система циркуляційної змазки дизеля, об'єднана з масляною системою охолодження поршнів двигуна, обслуговується насосом з приводом від електродвигуна. Масло для кривошипно-шатунного механізму, упорного

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

підшипника, приводного відсіку та розподільчих валів ПНВТ й випускних клапанів після редукційного клапану поступає під тиском у 0,18 МПа по трубопроводу. З піддону двигуна масло через спеціальний патрубок зливається в стічну цистерну масляної системи. Рекомендована температура масла: на вході 40...45 °С, а на виході – 46...52 °С.

Система змащення головного упорного підшипника руху приводного відсіку циркуляційна, під надлишковим тиском. Для змащення робочих циліндрів на дизелі 5ДКРН 60/230 встановлено 5 лубрикаторів змащення. Масло під високим тиском подається до лубрикаторів змащення від масляних насосів циліндрів (рис. 5.5). Масло подається лубрикаторами по відводах, які виходять на поверхню робочого циліндра у зоні між першим та другим компресійними кільцями при положенні поршня у НМТ.

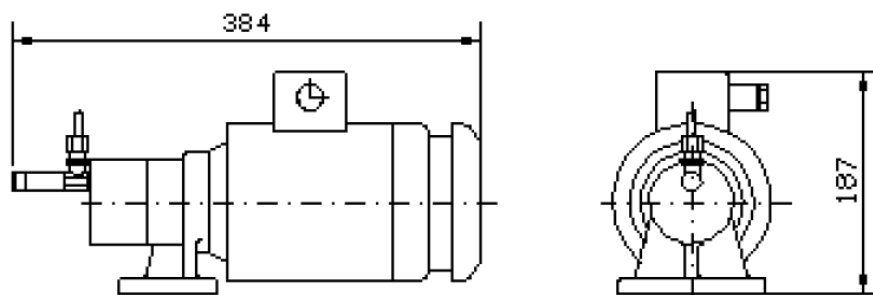


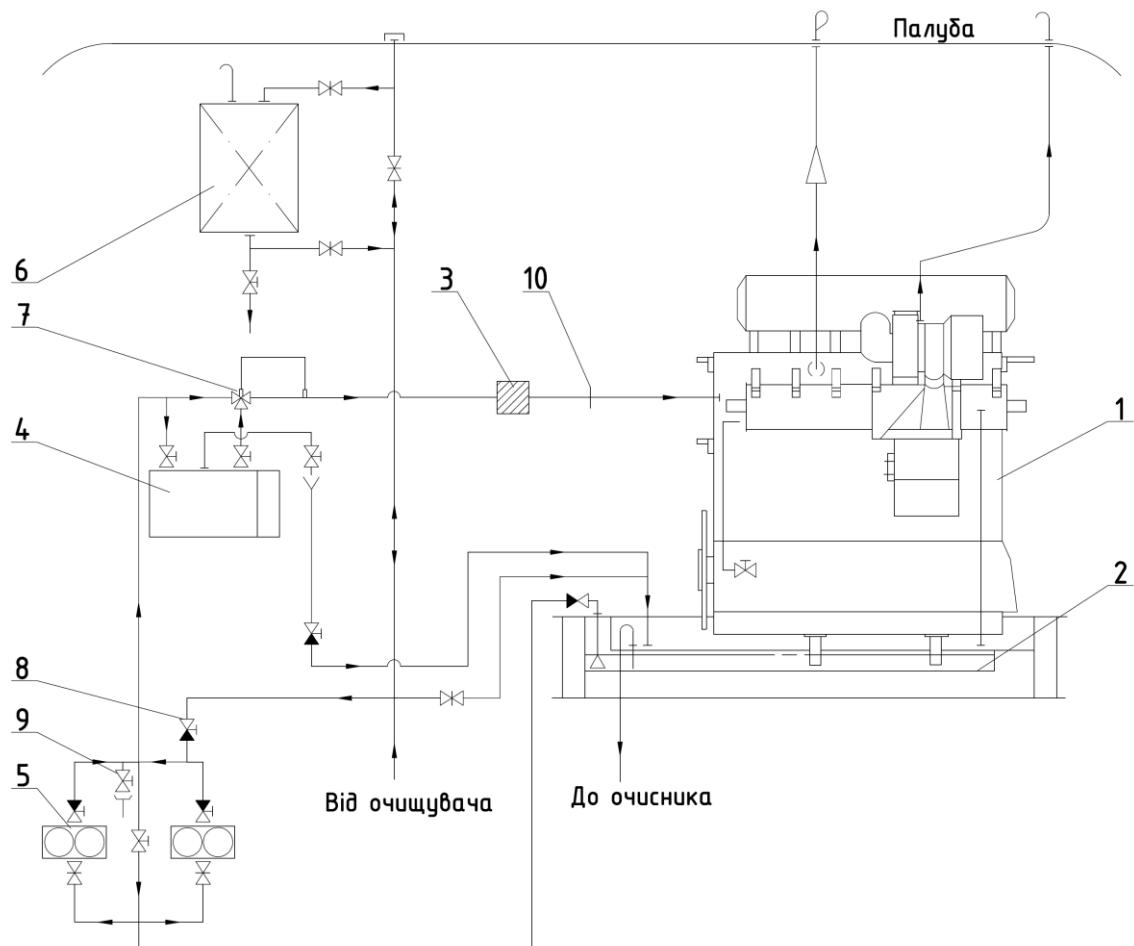
Рисунок 5.5 – Насос змащення циліндрів

Змащення елементів газовипускної системи (важелів та шпинделів випускних клапанів) здійснюється від автономної централізованої системи. Система змащення приводів паливних насосів та випускних клапанів і гідравлічних демпферів штовхачів випускних клапанів автономна, під тиском. Змащення підшипників газотурбонагнітачів забезпечується окремою гравітаційною системою.

Двигун 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII) має гравітаційно-циркуляційну систему змащення із «сухим» картером. Таку систему мають усі мало- і середньообертові двигуни, що використовують на суднах у якості головних двигунів.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На двох кінцях масляного піддона дизеля розташовані та з'єднані з ним дві труби для зливу масла, а під двигуном знаходиться бак для зливу. Дренажні труби повинні бути короткими. Наклонні кінці труб повинні бути розміщені в маслі таким чином, щоб створити рідині ущільнення між картером та баком. Загальний вигляд масляної системи двигуна 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII) представлено на рис. 5.6.



*Рисунок 5.6 – Масляна система мало обертового
двигуна 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII):*

- 1 – двигун; 2 – масляний бак; 3 – повнопоточний фільтр; 4 – охолоджувач
масла; 5 – насос прокачування масла; 6 – бак з моторним маслом;
7 – клапан термостата; 8 – клапан для початкового заповнення насоса;
9 – клапан для очищення; 10 – дросельна заслінка*

Масляний насос призначений для переміщення масла у системі. У масляній системі двигуна 5ДКРН 60/230 використовуються шестеренні насоси, робочим органом у них є шестерні. Корпус насоса 1 (рис. 5.7) містить ведучу 2 та ведому 3 шестерні, всмоктувальну порожнину зі всмоктувальним патрубком А та нагнітальну порожнину з нагнітальним патрубком Б.

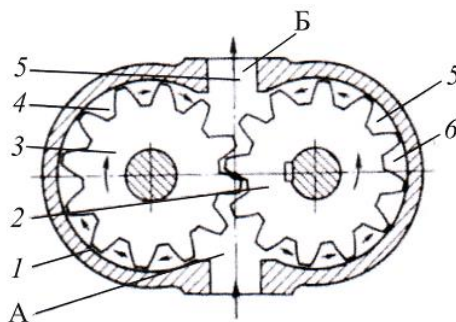


Рисунок 5.7 – Схема шестеренного насоса системи змащення

1 – корпус насоса; 2, 3 – ведуча і ведена відповідно шестерні; 4, 5, 6 – робочі камери; А – всмоктувальний патрубок; Б – нагнітальний патрубок.

Робочі камери насоса 4, 5, 6 це міжзубцеві западини, обмежені корпусом насоса. Принцип дії шестеренного насоса базується на перенесенні перекачувального масла у западинах зубців при обертанні шестерень з порожнини всмоктування вздовж стінок корпусу в порожнину нагнітання. Зубці, що знаходяться у зачепленні, відділяють порожнину всмоктування від порожнини нагнітання.

Зубці, що вступають у зачеплення в порожнині нагнітання, витискують масло з міжзубцевої западини й одночасно виконують функції ущільнення, що перешкоджає процесу витіканню масла з порожнини нагнітання у порожнину всмоктування у цьому місці.

Масляні фільтри які використовуються у системі змащення дизеля призначені для очищення масла що циркулює у системі (рис. 5.8 та 5.9). За тонкістю фільтрації фільтри діляться на наступні групи:

– *фільтри попереднього очищення* – для запобігання попаданню випадкових крупних забруднень до паливної системи (фільтри перед паливо перекачувальними насосами);

– *фільтри грубого очищення (ФГО)* – для видалення з масла частинок розміром більше 40 мкм;

– *фільтри тонкого очищення (ФТО)* – для видалення домішок з масла розміром більше 6 мкм.

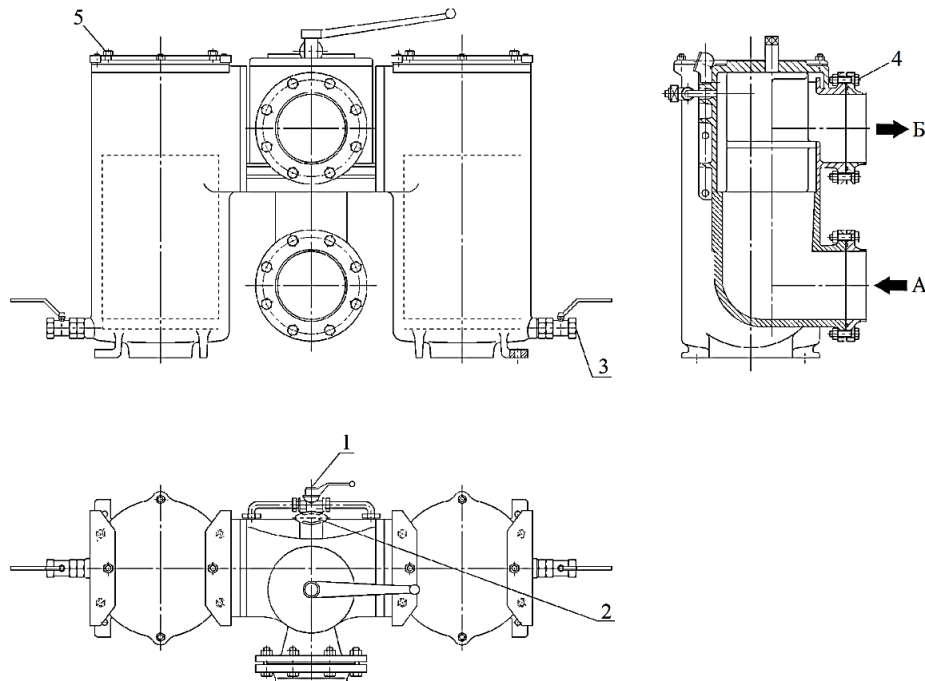


Рисунок 5.8 – Двосекційний фільтр грубого очищення двигуна 5ДКРН 60/230: 1 – кран для вирівнювання тиску; 2 – індикатор тиску; 3 – дренажний кран; 4 – болт кріплення фланця; 5 – болт кріплення кришки; А – вхідний патрубок; Б – вихідний патрубок.

Масло що охолоджує двигун 5ДКРН 60/230 потребує охолодження. Тому в системі встановлюються маслоохолоджувачі, призначені для відводу тепла від масла. Їх виконують найчастіше кожухотрубними (рис. 5.10). Основними елементами таких апаратів є циліндричний корпус (кожух), у середині якого розміщені найчастіше гладкі, іноді ребристі труби, що утворюють поверхню теплообміну. Труби прямі, закріплені у двох трубних дошках.

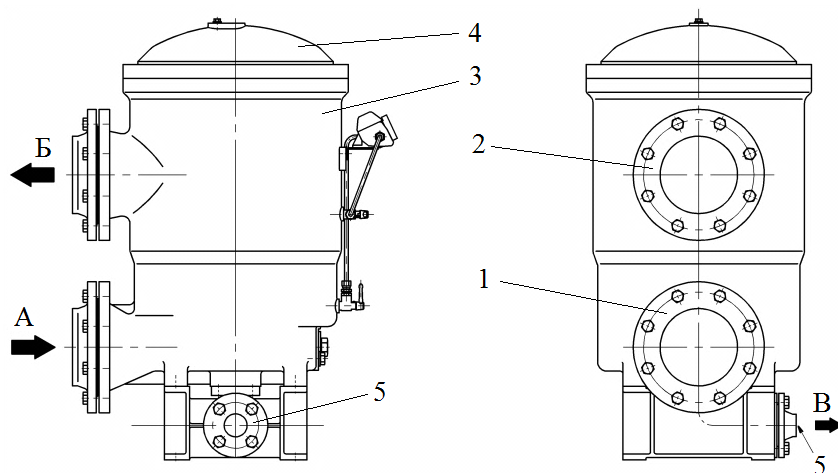


Рисунок 5.9 – Автоматичний фільтр очищення масла двигуна 5ДКРН 60/230:

1 – вхідний патрубок с із фланцем; 2 – вихідний патрубок із фланцем;
3 – корпус; 4 – кришка; 5 – вихідний патрубок промивного масла із фланцем;
А – вхід масла; Б – вихід; В – вихід промивного масла.

Трубопроводи призначені для переміщення масла на відстань між обладнанням, насосами, фільтрами і т.д. Трубопроводи зливу та прийому масла розташовують у різних кінцях, при цьому зливний патрубок має фільтруючу сітку.

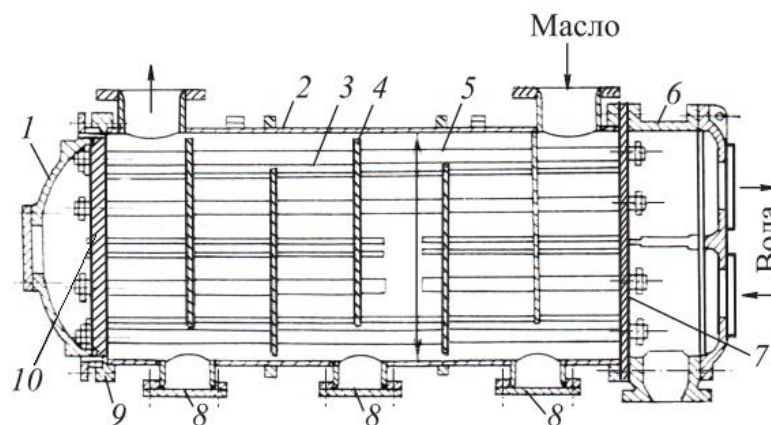


Рисунок 5.10 – Кожухотрубний маслоохолоджувач масляної системи
двигуна 5ДКРН 60/230:

1, 6 – кришки; 2 – корпус; 3 – труби; 4 – сегментні перебірки; 5 – дистанційні труби; 7, 10 – трубні дошки; 8 – горловини із заглушками; 9 – сальникове ущільнення.

Масляні цистерни призначені для зберігання масла та розташування його в певному місці. Місця встановлення цистерни циркуляційного масла можуть бути різними. Для двигуна зливно-циркуляційні системи розміщують в другому дні з відділенням кофедрадами від дневої обшивки судна.

Дно цистерни виконують із уклоном в корму, де накопичується відстій та бруд, які періодично вичищаються. Масляна цистерна обладнана пристроєм для заміру рівня, для заповнення, осушки, вентиляції та підігріву, а також горловинами для огляду, очищення й ремонту.

Розрахунок масляної системи двигуна 5ДКРН 60/230

1. Розрахунок основного запасу масла двигуна 5ДКРН 60/230:

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = K_{\text{м}} [g_{\text{м}} \cdot N_{\text{е}} \cdot \tau_{\text{х}} + G_{\text{сц}} \cdot (K + 1)] \cdot 10^{-3}, \text{ т}$$

де $K_{\text{м}} = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт морського запасу; $g_{\text{м}}$ – питома витрата масла головним двигуном, г/(кВт·год); $N_{\text{е}}$ – потужність ГД, 9900 кВт; $G_{\text{сц}}$ – кількість масла в циркуляційній системі дизеля, кг; K – кількість змін масла в системі за рейс; при $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} \leq 1$ приймають $K = 1,0$; при $\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} > 1$ значення K округлюють до ближчого більшого числа; $\tau_{\text{х}}$ – ходовий час, год; $\tau_{\text{м}}$ – термін служби масла згідно ТУ, год ($\tau_{\text{м}} = 10000$ год);

$$\tau_{\text{х}} / \tau_{\text{м}} = \frac{1000}{10000} = 0,1$$

тоді $K = 1,0$

$$G_{\text{цм}}^{\text{д}} = 1,1 \cdot [0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 9900 \cdot 1000 + 7000 \cdot (1 + 1)] \cdot 10^{-3} = 24,138 \text{ т}$$

2. Ємність цистерни основного запасу, м³:

$$V_{\text{оз}} = \frac{G_{\text{цм}}^{\text{д}}}{\rho_{\text{м}}} \cdot K_1 \cdot K_2,$$

де $\rho_{\text{м}}$ – густина масла ($\rho_{\text{м}} = 0,87 \text{ т/м}^3$); K_1 – коефіцієнт захаращення масляної цистерни ($K_1 = 1,02 - 1,05$); K_2 – коефіцієнт «мертвого» об'єму масляної цистерни ($K_2 = 1,05$).

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$V_{\text{оз}} = \frac{24,138}{0,87} \cdot 1,02 \cdot 1,05 = 29,72 \text{ м}^3$$

3. Розрахунок продуктивності масляного насосу, м³/год:

$$W_{\text{пн}} = K_v \cdot (W_1 + W_2)$$

де $K_v = 1,2 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу подачі. Приймаємо $K_v = 1,5$.

$$W_1 = \frac{Q_{\text{тр}}}{c_m \rho_m \Delta t_m}, \text{ м}^3/\text{год} - \text{протік масла для відводу } Q_{\text{тр}};$$

$$W_2 = \frac{Q_{\text{п}}}{c_m \rho_m \Delta t_n}, \text{ м}^3/\text{год} - \text{протік масла через поршні.}$$

$$Q_{\text{тр}} = 3600 \cdot N_e \cdot \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot \alpha_{\text{тр}} = 3600 \cdot 9900 \cdot \left(\frac{1}{0,97} - 1 \right) \cdot 0,45 = 497,5 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\eta_m = 0,97$ – механічний ККД дизеля.

$\alpha_{\text{тр}} = 0,4 \dots 0,45$ – доля теплоти, що сприймає масло;

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{п}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 0,05 \cdot 0,166 \cdot 9900 \cdot 42700 = 3519,3 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\alpha_{\text{тр}} = 0,04 \dots 0,05$ – доля теплоти, що сприймає масло при охолодженні поршнів[12];

де $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 42700 \text{ кДж/кг}$ – нижча теплота згоряння палива;

$c_m = 1,67 \dots 2,01$ – доля теплоти, що сприймає масло, кДж/(кг·К);

$\Delta t_m = t_{2m} - t_{1m} = 5 \dots 8 \text{ К}$ – різниця температур масла на виході та вході в

дизель; $\Delta t_n \approx 15 \text{ К}$ – перепад температур масла. Тоді отримуємо:

$$W_1 = \frac{497,5 \cdot 10^3}{1,7 \cdot 870 \cdot 7} = 48,05 \text{ м}^3/\text{год}; \quad W_2 = \frac{3519,3 \cdot 10^3}{1,7 \cdot 870 \cdot 15} = 158,63 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$W_{\text{пн}} = 1,5 \cdot (48,05 + 158,63) = 310,03 \text{ м}^3/\text{год}.$$

4. Розрахунок площі фільтруючого елемента $F_{\text{фго}}$, м²:

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{пн}}}{3600 \cdot K_{\text{жп}} \cdot v_m}$$

де $v_m = 0,02 \dots 0,02 \text{ м/с}$ – допустима швидкість масла для сітчатих фільтрів; $K_{\text{жп}} \approx 0,2 - 0,3$ – коефіцієнт живого перетину фільтру;

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$F_{\text{фго}} = \frac{310,03}{3600 \cdot 0,2 \cdot 0,02} = 21,53 \text{ м}^2$$

5. Розрахунок площі фільтруючого елемента $F_{\text{фго}}$, м^2 :

$$F_{\text{фго}} = \frac{W_{\text{пн}}}{g_{\text{ф}}}$$

де $g_{\text{ф}} = 1,5 \dots 2,0 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ – питома пропускна здатність матеріалу для фільтруючого елемента фільтру;

$$F_{\text{фго}} = \frac{310,03}{2} = 155,02 \text{ м}^2$$

6. Розрахунок теплообмінного апарату:

$$F_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{тр}} + Q_{\text{п}}}{k \cdot \Delta t} \cdot k_3, \text{ м}^2$$

де $k = 800 \dots 1100 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок діаметром 10...15 мм;

$k_3 = 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу;

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_1^3 + t_2^3}{2} - \text{температурний напір};$$

де $t_1 = 363 \text{ К}$ – температура масла на вході в теплообмінник;

$t_2 = 357 \text{ К}$ – температура масла на виході з теплообмінника; $t_1^3 = 305 \text{ К}$ – температура забортної води на вході в теплообмінник; $t_2^3 = 315 \text{ К}$ – температура забортної води на виході в теплообмінник;

$$\Delta t = \frac{363 + 357}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 50 \text{ К}$$

$$F_{\text{м}} = \frac{497,5 \cdot 10^3 + 3519,3 \cdot 10^3}{1100 \cdot 50} \cdot 1,2 = 87,6 \text{ м}^2$$

5.3. Розрахунок та розробка системи охолодження двигуна 5ДКРН 60/230

Система охолодження дизеля 5ДКРН 60/230 являє собою групу систем, призначених для подачі охолоджуючої рідини на охолодження деталей механізмів, приладів і робочих рідин (води, масла, повітря, пари, газу, палива) у

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

теплообмінних апаратах. У якості охолоджуючої рідини використовують забортну та прісну воду, масло, легкі сорти палива й у деяких випадках повітря. Система охолодження двигуна призначена для відводу тепла від деталей дизеля, які нагріваються у наслідок контактування з гарячими газами й від тертя, наприклад стінки циліндрової втулки, кришки та поршня.

Основна задача охолодження деталей дизеля є підтримання в них допустимого рівня температури, обумовленого жароміцністю матеріалів, що використовуються (наприклад, дно поршня), термостабільністю масел змащення (наприклад, змащення втулки робочого циліндру), оптимальними умовами проходження робочого процесу, надійністю роботи окремих вузлів та деталей двигуна, а також іншими факторами.

В судовій енергетичній установці використовують два типи систем охолодження – проточна та замкнута. Замкнута систем охолодження використовується для відводу теплоти від деталей дизеля, а проточна – для охолодження робочих рідин у теплообмінниках. У системі охолодження двигуна прісною водою є два контури, а саме високотемпературний і низькотемпературний.

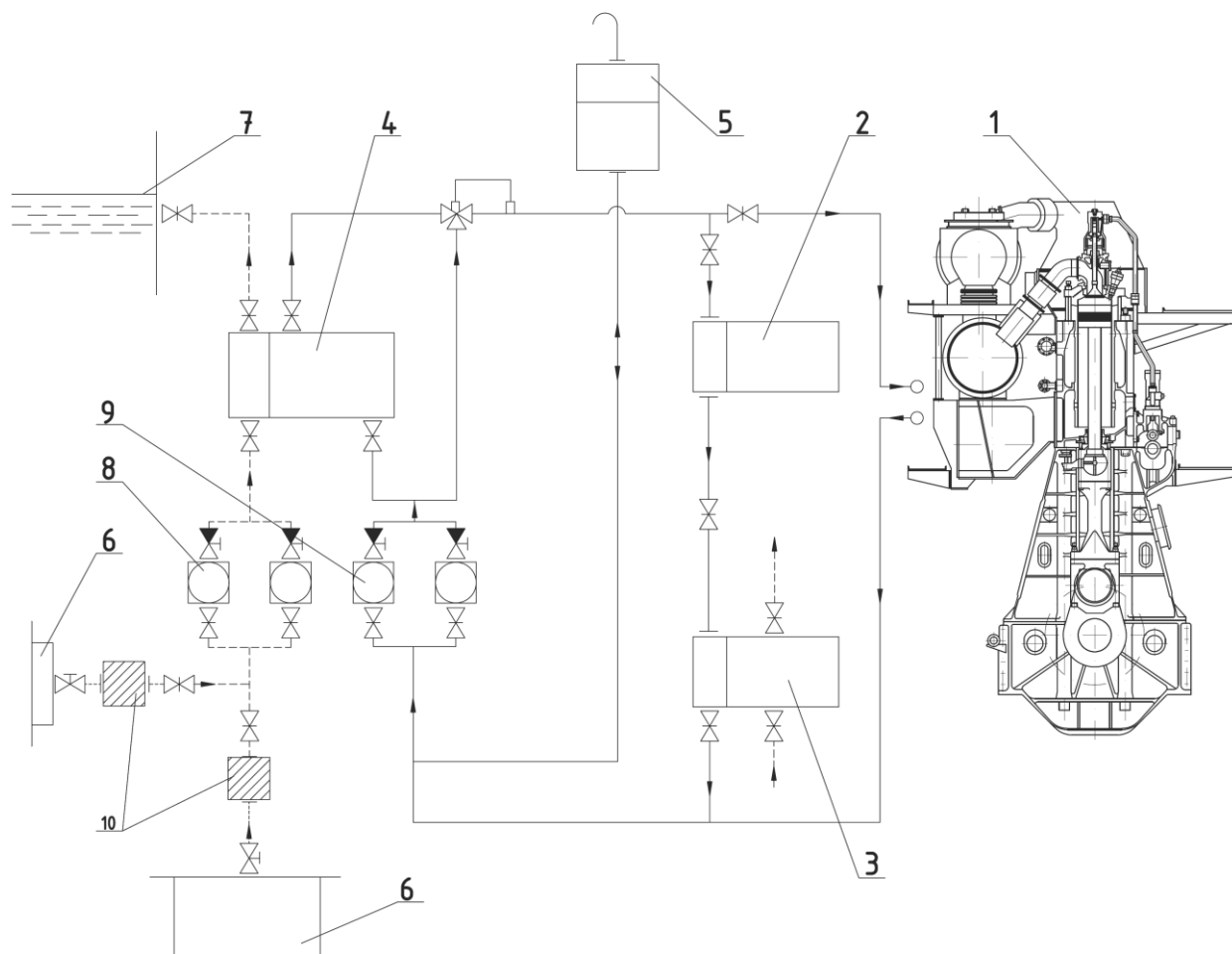
У разі охолодження механізмів двигуна забортною водою, її температура на виході не повинна перевищувати 50...55 °С. Мінімальна температура в системі охолодження двигуна прісною водою перед запуском холодного дизеля повинна бути вище за 60 °С, а робоча температура при роботі має знаходитися у межах 88...90 °С. Для попереднього підігріву охолоджуючої рідини, що циркулює для охолодження циліндрів двигуна встановлено підігрівач прісної води.

Система охолодження головного мало обертового двигуна 5ДКРН 60/230 є замкнутою, двоконтурною, з приводом насосів забортної та прісної води від електродвигунів (рис. 5.11).

На всіх режимах експлуатації двигуна 5ДКРН 60/230 за допомогою терморегулятора температуру прісної води рекомендується підтримувати на

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вході в двигун 70 °С та на виході – 85 °С. Вода підводиться до циліндрів під надлишковим тиском у 0,25 МПа по трубопроводу та відводиться через корпуси випускних клапанів двигуна по трубопроводах. Від магістралі прісної води також здійснюється й охолодження корпусів турбін нагнітачів.



*Рисунок 5.11 – Система охолодження головного двигуна 5ДКРН 60/230:
1 – двигун; 2 – охолоджувач масла; 3 – водо-водяний охолоджувач контуру охолодження двигуна; 4 – охолоджувач прісної води; 5 – розширювальний бак; 6 – вхід морської води; 7 – вихід морської води; 8 – насос морської води; 9 – насос прісної води; 10 – фільтр морської води*

Поршні двигуна 5ДКРН 60/230 охолоджуються маслом від масляної циркуляційної системи з підведенням по трубопроводу за допомогою спеціа-

льного телескопічного пристрою та відведенням через контрольні колонки по трубопроводу в масляну стічну цистерну.

Система охолодження двигуна 5ДКРН 60/230 складається із водяних насосів, розширювальної цистерни, охолоджувачів, розхідних цистерн, клапанів, кранів, манометрів, фільтрів, терморегуляторів, термометрів та різних трубопроводів.

Для подачі забортної та прісної води у системі двигуна використовуються відцентрові насоси, які мають автономний привід від електродвигуна. Насоси які використовуються на двигуні можна класифікувати за наступними параметрами:

- за принципом підведення енергії потоку рідини – динамічні або лопатеві;
- по вигляду робочих органів та особливості протікання робочого процесу – відцентрові;
- по числу ступенів (послідовно включених коліс) – одноступінчасті;
- за призначенням – циркуляційні насоси забортної води системи охолодження двигуна;
- по роду приводу – автономні електронасоси;
- по розташуванню колеса відносно опор – консольні.

Система охолодження з автономним приводом насосів прісної та забортної води відрізняється значно більшою живучістю, а також є можливість постачати воду декільком об'єктам охолодження від одного насоса та швидкий перехід на резервний насос у разі виходу головного.

Фільтр забортної води (рис. 5.12) є сітчастим, спареним, його встановлюють відразу після кінгстону, щоб запобігти попаданню із забортної води сторонніх предметів, що можуть пошкодити насос або засмітити трубопроводу й теплообмінники охолодження.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

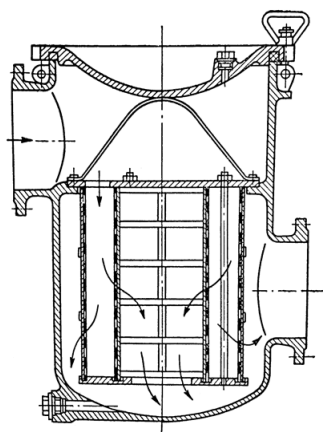


Рисунок 5.12 – Фільтр заборотної води двигуна 5ДКРН 60/230

В системі охолодження двигуна 5ДКРН 60/230 використовуються теплообмінники такого ж типу, як і в масляній системі, а саме – кожухотрубні з круглими трубками. У системі охолодження, встановлено два водо-водяних охолоджувача. В одному охолоджується прісна вода контуру низької температури (заборотною водою), а другий теплообмінник – контур високої температури.

Перед запуском дизеля для рубашки охолодження циліндрів необхідне підігріти охолоджуючу воду до 60 °С. Це значення температури охолоджуючої води включає в себе втрати на випромінювання тепла від зовнішньої поверхні дизеля, а також 20 % втрат в самій системі охолодження. Також попередній підігрів води потрібен щоб забезпечити тепловий потенціал в високотемпературному контурі системи охолодження під час роботи дизеля при часткових навантаженнях.

Розрахунок системи охолодження двигуна 5ДКРН 60/230

1. Об'єм розширювальної цистерни системи охолодження, м³:

$$V_{\text{рц}} = 2 \cdot V_{\text{в}} \cdot \beta_t \cdot \Delta t$$

де $V_{\text{в}} = 7,4 \text{ м}^3$ – загальна кількість прісної води в системі охолодження;

$\beta_t = 0,000430$ – коефіцієнт температурного розширення води;

$\Delta t = 50 - 70^\circ \text{C}$ – приріст температури при роботі дизеля

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$V_{\text{пц}} = 2 \cdot 7,4 \cdot 0,00043 \cdot 65 = 0,44 \text{ м}^3$$

2. Продуктивність циркуляційного насоса системи охолодження, м³/год:

$$W_{\text{пв}} = K_{\text{п}} \cdot (W_{\text{ц}} + W_{\text{п}})$$

де $K_{\text{п}} = 1,1 - 1,15$ – коефіцієнт запасу подачі насосу системи охолодження; $W_{\text{ц}}$ – кількість прісної води, необхідної для охолодження циліндрів двигуна, м³/год:

$$W_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{ц}} \cdot \rho_{\text{п}}}$$

де $c_{\text{п}} = 4,19$ кДж/(кг·К) – теплоємність прісної води; $\rho_{\text{п}} = 1000$ кг/м³ – густина прісної води; $\Delta t_{\text{ц}} = 8 - 10^{\circ}\text{C}$ – перепад температур при охолодженні циліндрів; $Q_{\text{ц}}$ – кількість теплоти, що відводиться прісною водою від циліндрів, та визначається за формулою:

$$Q_{\text{ц}} = \alpha_{\text{w1}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 0,12 \cdot 0,166 \cdot 9900 \cdot 42700 = 8446,3 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

де $\alpha_{\text{w1}} = 0,12 - 0,14$ – доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від циліндрів дизеля;

$$W_{\text{ц}} = \frac{8446,3 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (10 + 273) \cdot 1000} = 7,12 \text{ м}^3/\text{год}.$$

$W_{\text{п}}$ – кількість прісної води, необхідної для охолодження поршнів двигуна, м³/год;

$$W_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}}}{c_{\text{п}} \cdot \Delta t_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}}}$$

де $\Delta t_{\text{п}} = 5 - 8^{\circ}\text{C}$ – перепад температур при охолодженні поршнів двигуна; $Q_{\text{п}}$ – кількість теплоти, що відводиться прісною водою від поршнів, та визначається за формулою:

$$Q_{\text{п}} = \alpha_{\text{w2}} \cdot g_e \cdot N_e \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 0,04 \cdot 0,166 \cdot 9900 \cdot 42700 = 2815,4 \cdot 10^3 \text{ кДж/год},$$

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

де $\alpha_{w2} = 0,04 - 0,05$ – доля теплоти, яка відводиться в охолоджуючу воду від поршнів двигуна;

$$W_{\pi} = \frac{2815,4 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (8 + 273) \cdot 1000} = 2,39 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Тоді отримуємо:

$$W_{\text{пв}} = 1,1 \cdot (7,12 + 2,39) = 10,466 \text{ м}^3/\text{год.}$$

3. Площа поверхні теплообміну водо-водяного охолоджувача, м²:

$$F_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{ц}} + Q_{\text{п}}}{K_{\text{в}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}}$$

де $K_{\text{в}} = 5000 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі для трубок ді-

аметром 10...15 мм; $\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_1^{\text{п}} + t_2^{\text{п}}}{2} - \frac{t_1^{\text{з}} + t_2^{\text{з}}}{2}$ – середня різниця темпера-

тур між забортною та прісною водою; де $t_1^{\text{п}} = 353 \text{ К}$ – температура прісної

води на вході в теплообмінник; $t_2^{\text{п}} = 345 \text{ К}$ – температура прісної води на

виході з теплообмінника; $t_1^{\text{з}} = 305 \text{ К}$ – температура забортної води на вході

в теплообмінник; $t_2^{\text{з}} = 315 \text{ К}$ – температура забортної води на вході в теплообмінник;

$$\Delta t = \frac{353 + 345}{2} - \frac{305 + 315}{2} = 39 \text{ К}$$

$$F_{\text{в}} = \frac{8446,3 \cdot 10^3 + 2815,4 \cdot 10^3}{5000 \cdot 39} = 57,75 \text{ м}^2$$

5.4. Розрахунок та розробка системи стиснутого повітря двигуна 5ДКРН 60/230

Система пуску стиснутим повітрям призначена для запуску дизеля, а також для роботи різних пневматичних систем на судні, автоматики та керування, приборів звукової сигналізації судна (сирени, тифону), продувки кінгстонів та фільтрів, пневматичного інструменту й інших загально-судових і

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

спеціальних потреб. Система пускового повітря двигуна 5ДКРН 60/230 складається з елементів системи керування та системи пускового повітря (рис. 5.13). Система керування на двигуні електричного/пневматичного типу. Вона спроектована для забезпечення:

- керування з місцевого поста дизеля;
- дистанційного керування з ЦПК.

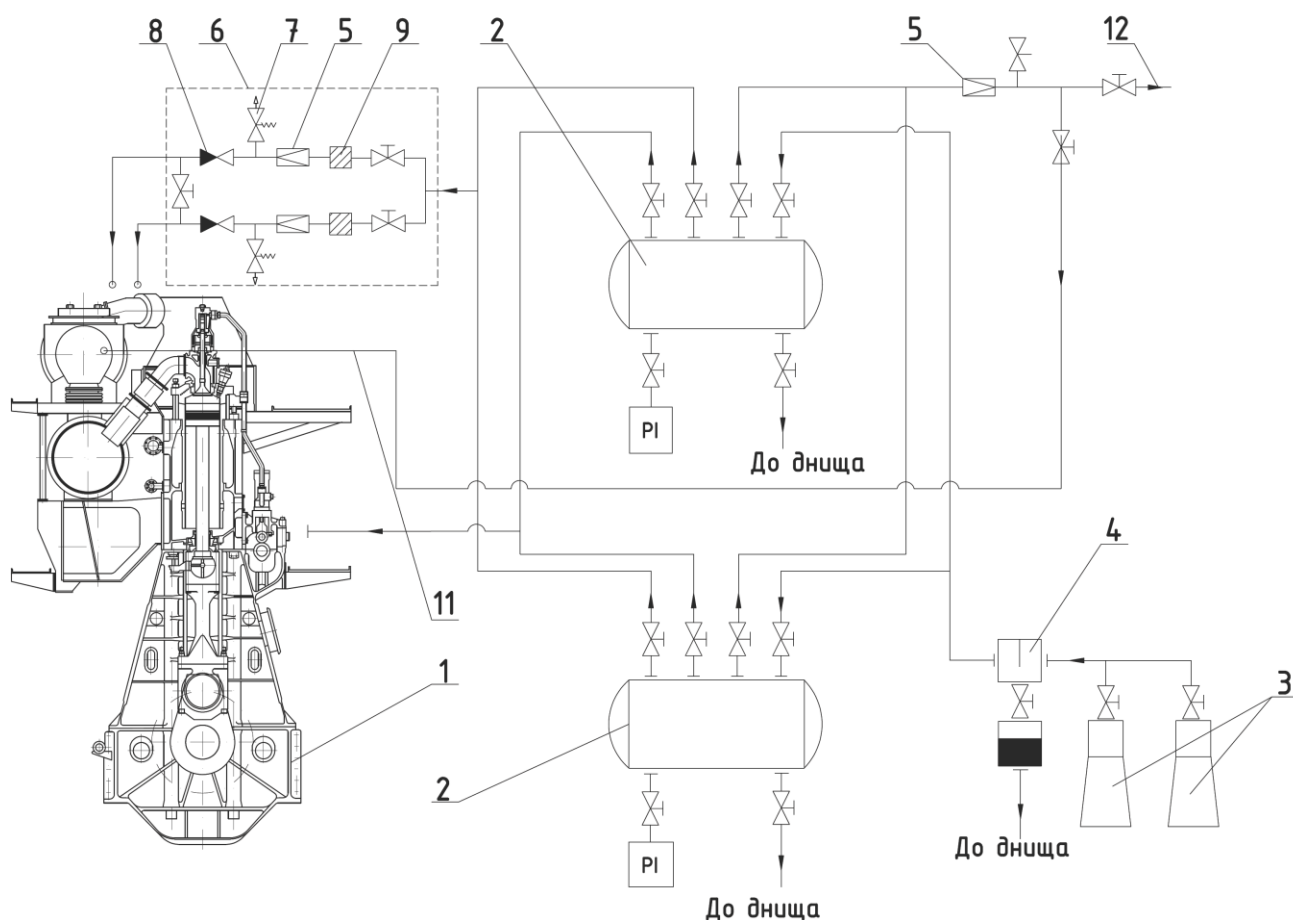


Рисунок 5.13 – Система запуску стиснутим повітрям двигуна 5ДКРН 60/230:

- 1 – двигун; 2 – пусковий повітряний ресивер; 3 – повітряний компресор;
 4 – сепаратор води та масла; 5 – редукційний клапан; 6 – редукційна станція;
 7 – запобіжний клапан; 8 – клапан зворотний прохідний; 9 – фільтр;
 10 – клапан запірний прохідний; 11 – лінія для очистки турбонагнітача;
 12 – лінія блока тестування паливних клапанів

Система стиснутого повітря складається з трьох підсистем, а саме регулювання, реверсування та захисту.

За допомогою системи регулювання можна запускати та зупиняти дизель та керувати їм. Функції пуску та зупинки виконуються пневматично.

Під час дистанційного керування дизелем регулювання частоти обертання забезпечується рукояткою керування з пульті керування, яка надсилає електричний/пневматичний сигнал регулятору. Частота обертання дизеля залежить від величини сигналу, а регулятор підтримуватиме задану частоту обертання незалежно від навантаження дизеля. При керуванні з місцевого поста дизеля регулятор від'єднаний від паливних насосів і регулювання частоти обертання відбувається рукояткою регулятора.

У системі реверсування двигуна 5ДКРН 60/230 є два пневматичні клапани (Вперед та Назад). Ці клапани керують циліндром реверсу розподільника повітря та пневматичними циліндрами для забезпечення реверсування роликів штовхачів паливних насосів високого тиску.

Система захисту двигуна 5ДКРН 60/230 забезпечується повітрям окремо та керується системою контролю дизеля (з окремим джерелом енергії). У разі необхідності зупинки двигун система захисту подає пневмосигнал до перепускного клапану на кожному паливному насосі, таким чином припиняючи подачу палива високого тиску після чого дизель зупиняється. Система захисту увімкнена під час всіх режимів керування двигуном.

Компресорами називаються такі машини, за допомогою яких різні гази стискаються від низького тиску на початку до високого тиску на наприкінці. Відношення цих двох тисків представляє собою ступінь стиснення компресору. Для наповнення балонів стиснутим повітрям використовуються в основному поршневі багатоступеневі компресори, приводом яких слугує електродвигун. Найбільше поширення мають компресори з електроприводом та частотою обертання 600...900 об/хв. Системи змащення та охолодження таких компресорів автономні.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Балони для стиснутого повітря виготовляються сталевими, цільнотянутими або зварними. Цільнотянуті балони високого тиску місткістю до 800 л мають одну горловину, а балони довжиною більше 2,5 м – дві горловини. Балони високого тиску та великого об'єму для потужних двигунів призначені на робочий тиск до 3,0 МПа виготовляються зварними. Робочий тиск повітря у балонах високого тиску приймають рівним: для МОД і СОД – 2,5...3,0 МПа, а для ВОД – 7,5 МПа та вище.

Головний пусковий клапан двигуна 5ДКРН 60/230 представлено на рис. 5.14. Він слугує для здійснення багатократних пусків при відкритих клапанах на балонах пускового повітря та розгрузки пускової магістралі стиснутого повітря після завершення запуску дизеля. Головний пусковий клапан двигуна 5ДКРН 60/230 складається із тарілки, допоміжного розвантажувального клапану та поршня керуючого циліндра, який навантажено спеціальною пружиною. Повітророзподільник призначено для керування моментами відкриття та закриття пускових клапанів двигуна на робочих циліндрах за порядком їх роботи. За конструкцією повітророзподільники діляться на дискові, золотникові та клапанні.

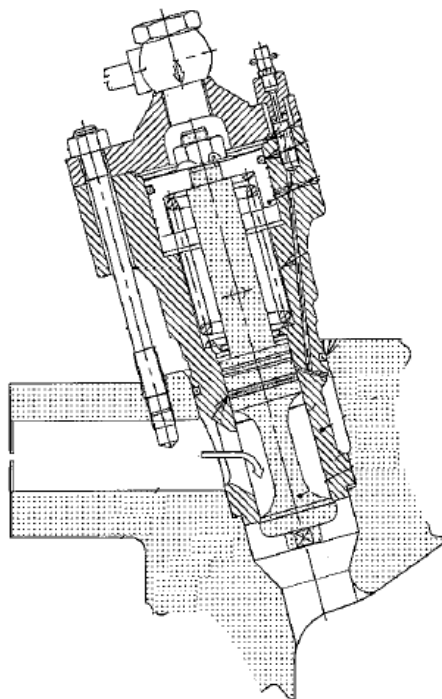


Рисунок 5.14 – Головний пусковий клапан двигуна 5ДКРН 60/230

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок системи пуску двигуна 5ДКРН 60/230

1. Необхідний запас пускового повітря на судні для ГД двигуна 5ДКРН 60/230 (при нормальних умовах), м³:

$$V = [v_x + (z_n - 1) \cdot v_r] \cdot \Sigma V_s \cdot 10^{-3},$$

де v_x – питома витрата повітря (на 1 л робочого об'єму циліндра) на запуск холодного дизеля (приблизно приймається $v_x = 10 - 12$ л/л); v_r – питома витрата повітря на запуск прогрітого дизеля (приблизно приймається $v_r = 3 - 8$ л/л); ΣV_s – сумарний робочий об'єм всіх циліндрів дизеля, л; z_n – число запусків дизеля (для головних з ВРШ $z_n \geq 6$).

Сумарний робочий об'єм всіх робочих циліндрів визначаємо за формулою:

$$\Sigma V_s = \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4} \cdot S_{\text{ц}} \cdot i_{\text{ц}},$$

де $D_{\text{ц}}$ – діаметр робочого циліндра, м; $S_{\text{ц}}$ – хід поршня, м; $i_{\text{ц}}$ – кількість циліндрів двигуна.

$$\Sigma V_s = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} \cdot 2,3 \cdot 5 = 3,25 \text{ м}^3 = 3250 \text{ л}$$

Тоді отримуємо:

$$V = [10 + (11 - 1) \cdot 5] \cdot 3250 \cdot 10^{-3} = 195 \text{ м}^3$$

2. Загальна місткість пускових балонів головного двигуна, м³:

$$\Sigma V_6 = \frac{V \cdot p_0}{p_p - p_{\min}},$$

де $p_0 = 0,101$ МПа – атмосферний тиск; p_p – робочий тиск в балонах, МПа ($p_p = 2,5 - 3$ МПа); $p_{\min}$ – мінімальний тиск в балонах (при якому ще можливий запуск двигуна); зазвичай $p_{\min} = 1,0 - 1,5$ МПа).

$$\Sigma V_6 = \frac{195 \cdot 0,101}{3,0 - 1,1} = 10,365 \text{ м}^3$$

3. Сумарна подача повітря компресорами високого тиску, м³/год:

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$W_{\kappa} = \frac{\Sigma V_6 \cdot (p_p - p_0)}{\tau \cdot p_p},$$

де $\tau = 1$ год – час роботи компресора високого тиску.

$$W_{\kappa} = \frac{10,365 \cdot (3,0 - 0,101)}{1 \cdot 0,101} = 297,52 \text{ м}^3/\text{ч}$$

4. Потужність, приводу багатоступеневого компресора високого тиску, кВт:

$$N_{\kappa} = 0,287 \cdot \frac{\varphi}{\eta_m} \cdot W_{\kappa} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \frac{p_0}{T_0} \left\{ T_0 \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] + T_1' \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \right\},$$

де $\varphi \approx 1,1 - 1,15$ год – коефіцієнт, який враховує гідравлічні втрати між ступеннями компресора;

$\eta_m = 0,7 - 0,8$ – механічний ККД компресора;

W_{κ} – подача компресора, м³/год;

n – середній показник політропи стискання в ступені;

$p_0 = 0,101$ МПа – атмосферний тиск;

$T_0 = 298\text{K}$ – температура навколишнього середовища;

$T_1' = T_1 - \Delta T_1$ – температура повітря після повітроохолоджувача першого ступеня;

$T_1 = T_0 \cdot \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ – температура повітря до повітроохолоджувача першого

ступеня;

$\Delta T_1 \approx 110 - 120\text{K}$ – зниження температури повітря в повітроохолоджувачі після першого ступеня;

$\frac{p_1}{p_2}$ – ступінь підвищення тиску в першому ступені;

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_{\kappa}}{p_{\kappa-1}} = \sqrt[m]{\frac{p_{\kappa}}{p_0}}$$

m – число ступенів в компресорі;

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_2}{p_1} = \sqrt[2]{\frac{3,0}{0,101}} = 5,45$$

$$T_1 = 298 \cdot (10,365)^{\frac{1,27-1}{1,27}} = 489,9\text{К}, \quad T_1' = 427 - 115 = 312\text{К},$$

Тоді отримуємо:

$$N_k = 0,287 \cdot \frac{1,15}{0,8} \cdot 297,51 \cdot \frac{1,27}{1,27-1} \cdot \frac{0,101}{298} \left\{ 298 \cdot \left[(10,365)^{\frac{1,27-1}{1,27}} \right] + 312 \cdot \left[(10,365)^{\frac{1,27-1}{1,27}} - 1 \right] \right\} = 135,2\text{кВт}$$

5.5. Опис системи повітропостачання та газовідводу двигуна 5ДКРН 60/230

Система повітропостачання двигуна 5ДКРН 60/230 призначена для подачі повітря, необхідного для згоряння палива та продувки робочих циліндра. Повітря подається в певній кількості та з заданими параметрами.

Система газовідводу (газовипуску) двигуна 5ДКРН 60/230 забезпечує найбільш раціональний відвід відпрацьованих в робочому циліндрі газів. Під раціональним відведенням розуміють таку організацію газовипуску, яка забезпечує максимальне використання енергії робочого тіла (випускних газів) як в циліндрі дизеля, так і ззовні, а також якісного очищення та наповнення циліндрів свіжим зарядом повітря. Крім цього потрібно забезпечити мінімальний вплив відпрацьованих газів навколишнє середовище.

Класифікація системи повітропостачання двигуна 5ДКРН 60/230:

1. За числом ступенів стискання повітря:
 - одноступенева.
2. За числом компресорів:
 - однокомпресорна.
3. За призначенням і числом теплообмінників:
 - з охолоджувачами надувного повітря (два ОНП 2-х ступеневі).
- 4) За способом підтримання параметрів повітря:
 - регульована.

Класифікація системи газовипуску двигуна 5ДКРН 60/230:

1. За глибиною утилізації теплоти ВГ:

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– із глибокою утилізацією.

2. За способом руху газу в колекторі:

– ізобарна.

Система повітропостачання двигуна 5ДКРН 60/230 складається із ресиверів, компресора, теплообмінників, повітроводів та глушників шуму.

Турбокомпресор є основним елементом для повітропостачання на судових дизелях. Він призначений для підвищення тиску на впуску в циліндр (наддуву), а також для використання енергії ВГ. Турбокомпресор складається із двох частин, а саме компресора та турбіни. Колесо компресора з'єднується із колесом турбіни через ротор турбокомпресора.

Охолоджувач надувного повітря (ОНП) призначений для охолодження надувного повітря після стиску в компресорі та підтримання постійної температури (рис. 5.15). В ОНП дизеля застосовують труби, оребрені зовні, всередині труб проходить прісна вода. Охолоджене повітря поперечно обтікає трубний оребрений пучок зовні.

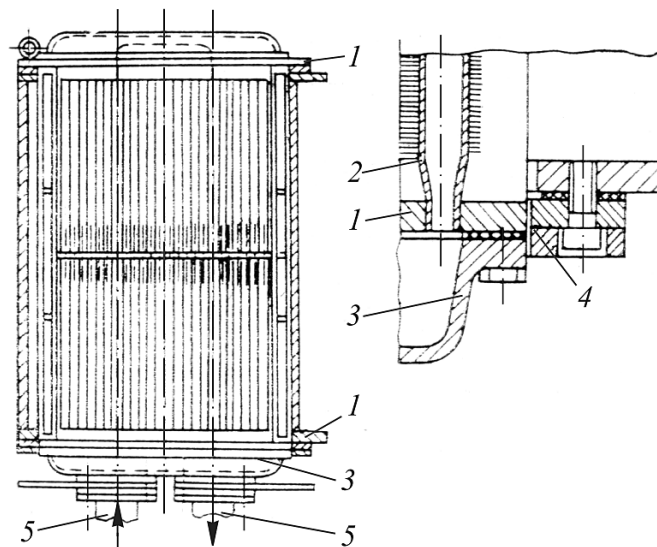


Рисунок 5.15 – Охолоджувач надувного повітря дизеля 5ДКРН 60/230:

1 – трубна дошка; 2 – труби; 3 – кришка; 4 – гумове кільце; 5 – патрубки;

Глушники шуму призначені для зниження шкідливої звукової дії відпрацьованих газів на навколишнє середовище та людину. Глушники встанов-

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

лені в корпусі компресора турбокомпресора після повітряного фільтра. Фільтр призначений для очищення повітря перед компресором та встановлюється на корпусі компресора. Система газовідводу дизеля складається із випускного колектора, турбіни, глушників шуму, газовідводів (трубопроводів). Двигун 5ДКРН 60/230 обладнаний системою наддуву при постійному тиску тобто ізобарна система наддуву.

5.6. Висновки до розділу

У даному розділі дипломного проекту розглянуто конструкцію основних систем малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII) та розраховано основні їх параметри. Паливна система дизеля розділена на систему низького та високого тиску. Особливістю системи є автоматичний фільтр очищення дизельного палива, що промивається за допомогою стиснутого повітря. Масляна система головного дизеля, це система з «сухим» картером. Вона має також шестеренні циркуляційні насоси та автоматичний фільтр із самоочищенням. Система охолодження двигуна має контур забортної та прісної води, у свою чергу контур прісної води ділиться на високотемпературний та низькотемпературний.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Охорона праці при обслуговуванні двигуна		
Студент		Кулігін Д.Д.					
Керівник		Митрофанов О.С.					
					НУК		

6. Охорона праці при експлуатації двигуна 5ДКРН 60/230

6.1. Вступ

Однією із функцій держави є проведення соціальної політики, направленої на підвищення безпеки праці. Основним завданням охорони праці є виявлення та вивчення можливих причини виробничих нещасних випадків, професійних захворювань, аварій, вибухів, пожерів та розробка систем заходів й вимог з цілю усунення цих причин і створення безпечних і комфортних для людини умов праці.

Для нормальної безпечної праці обслуговуючого персоналу дизеля необхідно дотримуватись правил, затверджених чинним законодавством щодо охорони праці.

6.2. Можлива шкода та небезпека при обслуговуванні або виготовленні двигуна 5ДКРН 60/230

При роботі з дизелем, обслуговуванні або його ремонті, виникають небезпеки пов'язані з відкритими рухомими деталями, високими температурами шумом. Щоб унеможливити виникнення травм та нещасних випадків потрібно дотримуватись правил техніки безпеки при роботі з двигуном.

Використання несправних інструментів та устаткування зазвичай є причиною нещасних випадків. Саме тому категорично забороняється використовувати при виконанні ремонтних робіт несправного або сильно зношеного інструменту, верстатного обладнання, різних механізмів та апаратів.

Ручний інструмент ударної дії, а також інструмент з загостреними кінцями та напилки повинні бути надійно насаджені на рукоятки з твердих порід дерева. Слюсарні лещата зі справними губками, гайками та гвинтами повинні бути міцно зафіксовані на верстатах. Гайкові ключі з справними губками й розсувним механізмом без задирок та тріщин повинні бути скомплектовані за стандартними розмірами і розміщені в майстерні на інструментальних щитах.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

При роботі з різним пневматичним інструментом необхідно користуватися захисними окулярами. Небезпечно лагодити та регулювати пневмоінструмент під час його роботи, а також залишати його на оброблюваній деталі в нестійкому положенні. З'єднувати шланги пневматичного інструмента можна тільки до подачі до нього стиснутого повітря. При продуванні шлангів треба стежити, щоб вони не були спрямовані на людину, також не можна залишати без нагляду шланги під тиском.

Натискати на пусковий курок можна лише після того, як інструмент буде притиснутий до оброблюваної деталі. При роботі з пневматичним інструментом можливий небезпечний викид повітря під тиском з нього, тому в напрямі можливого його вильоту на відстані до 3 м не повинно бути ніяких людей.

Перед початком виконання робіт треба:

- упорядкувати свій одяг;
- перевірити інструменти та прилади на справність;
- переконатись що нічого не заважає роботі;
- переконатися в тому, що робоче місце достатньо освітлене і світло, не буде сліпити очі;
- переконатись в достатній вентиляції приміщення в якому робиться обслуговування.

Під час роботи необхідно виконувати:

- необхідно вимити двигун, агрегати та деталі, які потребують ремонту;
- бути уважним та виконувати тільки вказану роботу;
- звертати увагу на звукові або світлові сигнали.

Після закінчення робіт необхідно:

- прибрати за собою робоче місце;
- витерти інструмент від бруду;
- покласти все на свої місця.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вимоги безпеки у разі аварійних випадків:

- при експлуатації електроінструменту, у випадку, якщо відсутнє заземлення, присутнє іскріння, пошкоджена ізоляція, перегрів, необхідно негайно відключити інструмент від мережі;
- при попаданні етильованого бензину на руки чи шкіру необхідно обмити ці місця гасом, а потім теплою водою з милом;
- пролитий етильований бензин необхідно негайно витерти, а потім це місце знешкодити розчином хлорного вапна.

6.3. Розрахунки рівня шуму й вібрації в приміщенні машинного відділення

Шум – це коливання частинок навколишнього середовища, що сприймається органами слуху людини як небажані сигнали. Зазвичай шум – це неприємний або небажаний звук чи сукупність звуків, що заважають сприйняттю корисних звукових сигналів, порушують тишу, чинять шкідливу або подразливу дію на організм людини, знижують її працездатність. Шум підвищеного рівня несприятливо діє на організм обслуговуючого персоналу. Ступінь цієї дії залежить від характеристики шуму та індивідуальних особливостей людини. Шум діє не тільки на органи слуху людини, але й на його нервову систему, спричиняючи підвищення кров'яного тиску, зниження уваги, призводить до погіршення продуктивності праці та збільшення рівня травматизму. Існуючими нормативами передбачено гранично допустимий рівень звуку – 85 дБ. Рівень звукового тиску на частотах 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 Гц не повинен перевищувати відповідно 99, 92, 86, 83, 80, 78, 76, 74 дБ. Нормується також вібраційна швидкість, яка на частотах 16, 32, 63, 250 Гц повинна відповідати 0,0015, 0,0022, 0,0027, 0,0035 м/с. При тривалості дії вібрації не більше 20 % робочого часу допускається збільшення вібраційної швидкості в 1,5 рази.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Джерелами шуму у машинному відділені можуть бути двигуни (як головні так і допоміжні), насоси, компресори, турбіни пневматичний та електричний інструмент, підйомне, транспортне й допоміжне обладнання (вентиляційні установки, кондиціонери і тощо).

Рівень шуму від малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 визначається за формулою:

$$L = \left[54 + 10 \cdot \lg(n_H + N_e^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{n}{n_H}\right) \right], \text{ Дб}$$

де n_H – номінальна частота обертання, $n_H = 105$ об/хв; n – робоча частота обертання, $n = 105$ об/хв; N_e – номінальна потужність двигуна, $N_e = 9900$ кВт.

$$L = \left[54 + 10 \lg(105 + 9900^{0.55}) + 30 \lg\left(\frac{105}{105}\right) \right] = 78,2 \text{ Дб}$$

Рівень шуму у машинному відділені від двигуна має припустимі значення. Для зниження аеродинамічного шуму, створюваного дизелем, використовуються глушители різних конструкцій. Використання глушителів дозволяє зменшити загальний рівень шуму приблизно на 10...12 Дб. Для зниження повітряного шуму, випромінюваного зовнішніми поверхнями дизеля, використовуються звукоізолюючі або кожухи бокси, які дозволяють знизити загальний рівень шуму на 10...15 Дб, а додатково на 20 Дб і вище. Для зниження механічного шуму від двигуна необхідно зменшити зазори між деталями й вузлами, виготовляти конструкції з матеріалів з більшим внутрішнім тертям і шумопоглинальними покриттями.

Рівень вібрації для малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 визначається за формулою:

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{n_H \cdot N_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + N_e}{m} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{m}{N_e}} + 30 \lg\left(\frac{n}{n_H}\right) \right), \text{ Дб}$$

де m – маса двигуна ($m = 298000$ кг);

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$L = 44 + 10 \lg \left(\frac{105 \cdot 9900^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + 9900}{298000} \right)}{1 + \left(\frac{1}{1500} \right)^3 \cdot \frac{298000}{9900}} + 30 \lg \left(\frac{105}{105} \right) \right) = 71,42 \text{ Дб}$$

Рівень вібрації від малообертового двигуна 5ДКРН 60/230 не перевищує норм.

6.4. Правила виконання ремонтних робіт на двигуні 5ДКРН 60/230

При ремонті двигуна 5ДКРН 60/230 потрібно дотримуватись усіх правил техніки безпеки та норм зазначених технічними вимогами. Правильно користуватися піднімаючим обладнанням та дотримуватися правил його використання. Потрібно знімати окремі вузли чи деталі з дизеля на певній висоті та дотримуватися її між мінімумом та максимумом цих значень.

На рис. 6.1 зображено технічні вимоги при знятті кришок циліндрів двигуна 5ДКРН 60/230. На рисунку 6.2 зображено технічні вимоги при знятті циліндрів двигуна 5ДКРН 60/230. Зняття циліндрів можна здійснювати у різних напрямках.

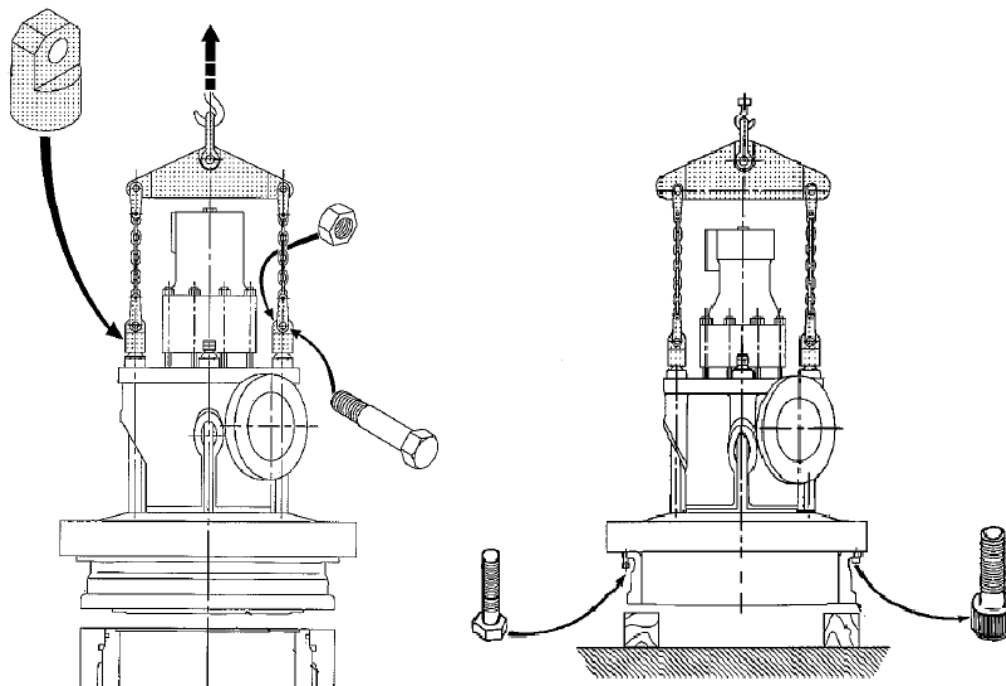


Рисунок 6.1– Схема зняття кришок циліндрів з двигуна 5ДКРН 60/230

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

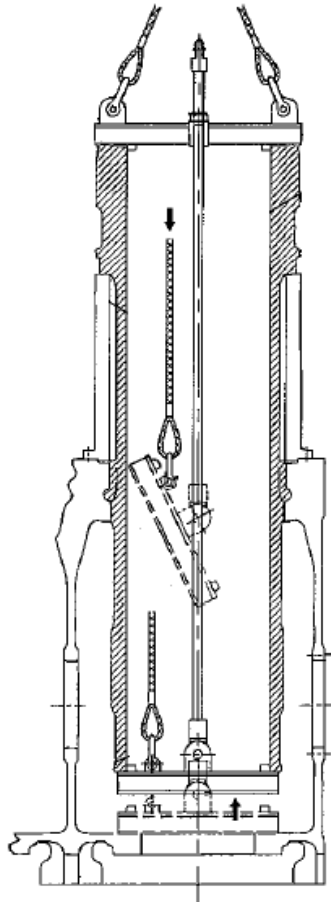


Рис. 6.2. Схема зняття циліндрів двигуна 5ДКРН 60/230

6.5. Розрахунок механічної вентиляції по надлишкових тепловиділеннях у машинному відділені

Кількість тепла, що надходить в приміщення машинного відділення від нагрітих поверхонь дизеля, визначається за формулою:

$$Q_{изб} = \alpha \cdot (t_{n.дв.} - t_v) \cdot F_{п.о.},$$

де $\alpha = 10 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплообміну з зовнішньою поверхнею дизеля; $t_{п.дв} = 60^\circ\text{C}$ – температура на зовнішній поверхні дизеля; $t_v = 28^\circ\text{C}$ – температура навколишнього повітря; $F_{п.о.} = 248,5 \text{ м}^2$ – поверхня віддачі тепла дизеля

$$Q_{изб} = 10 \cdot (60 - 28) \cdot 248,5 = 79520 \text{ кДж/ч.}$$

Повітрообмін розраховується виходячи з асиміляції надлишків тепла за формулою:

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$L_m = \frac{Q_{изб}}{c \cdot \rho \cdot (t_{y\partial} - t_{np})}.$$

де L_m – об'єм повітря, що надходить, або такого, що видаляється, м³/ч; $t_{уд}, t_{пр}$ – температура повітря, що видаляється та надходить, °С; $c = 1$ кДж/кг·с – питома теплоємність повітря; $\rho = 1,2$ кг/м³ – густина повітря; $Q_{изб} = 79520$ кДж/ч – кількість явної теплоти, що виділяється в приміщенні машинного відділення.

Температура повітря, що видаляється з приміщення, може бути визначена за емпіричною формулою

$$t_{y\partial} = t_{p.з} + \Delta t \cdot (h - 2),$$

де $t_{p.з} = 28$ °С – нормована температура повітря в робочій зоні; $\Delta t = 1$ °С/м – температурний градієнт по висоті приміщення машинного відділення; $h = 4,5$ м – відстань від підлоги до центру витяжних отворів

$$t_{y\partial} = 28 + 1 \cdot (4,5 - 2) = 30,5 \text{ °С}.$$

Температуру припливного повітря слід приймати на рівні 2...3°С нижче за температуру повітря в робочій зоні (прийmemo $t_{уд} = 27,5$ °С)

$$L_m = \frac{79520}{1 \cdot 1,2 \cdot (30,5 - 27,5)} = 22088,9 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Місцева витяжна вентиляція виконана у вигляді витяжної парасольки. Площа відкритого отвору витяжної парасольки визначається за формулою

$$F = \frac{L_m}{V \cdot 3600}$$

де $V = 0,1$ м/с – швидкість повітря в отворі.

$$F = \frac{22088,9}{0,1 \cdot 3600} = 61,35 \text{ м}^2.$$

Тиск створюваний вентилятором визначається за формулою

$$P_{\epsilon} = 1,2 \cdot (P_{m.p} + P_{m.c})$$

де 1,2 – коефіцієнт, що враховує непередбачені втрати тиску; $P_{т.р} = 350$ Па – тиск, необхідний для подолання тертя суміші, що транспортується, об стінки повітропроводу; $P_{м.с} = 670$ Па – сума місцевих опорів (при зміні напрямку

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

потоків, тиску і злитті потоків, подоланні опору запорно-регулюючої арматури)

$$P_{\epsilon} = 1.2 \cdot (350 + 670) = 1224 \text{ Па.}$$

Обираємо відцентровий вентилятор типу Ц4-100N8. Залежно від розрахункової кількості необхідного повітря та величини тиску по номограмах визначаємо ККД вентилятора на рівні $\eta_v = 0,7$. Необхідна потужність на валу вентилятора визначається за формулою

$$N_{\epsilon} = \left(\frac{L_m \cdot P_{\epsilon}}{3.6 \cdot \eta_{\epsilon} \cdot \eta_v} \right) \cdot 10^{-6},$$

де $\eta_v = 0,95$ – ККД передачі.

$$N_{\epsilon} = \left(\frac{22088,9 \cdot 1224}{3.6 \cdot 0.7 \cdot 0.95} \right) \cdot 10^{-6} = 11,29 \text{ кВт.}$$

Необхідна потужність електродвигуна вентилятора визначається за формулою

$$N_{уст} = N_{\epsilon} \cdot \kappa,$$

де $\kappa = 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності.

$$N_{уст} = 11,29 \cdot 1.2 = 13,55 \text{ кВт.}$$

6.6. Пожежна безпека при експлуатації двигуна 5ДКРН 60/230

Пожежною безпекою судна називається його здатність протистояти виникненню та поширенню вибухів та пожеж. На судні передбачений комплекс пожежних та профілактичних заходів щодо уникнення виникнення пожежі.

Конструктивно пожежний захист полягає в тому, що корпус судна, його надбудова розділені на головні пожежні зони, довжина кожної зони не перевищує 10 метрів. Кожна така зона горизонтально розділяється на окремі об'єми, що утворюються палубами. По мірі вогнестійкості перегородки машинного відділення відносять до 3-ї групи, категорія вибухо-пожежності згідно СНіП 01.02-85 «Пожежна безпека». Щоб уникнути поширення вогню та диму, виникнення тяги отвори всіх дверей, вентиляційні канали, світлові, вентиляційні люки мають пристрої для закриття.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Для сповіщення про пожежу на судні встановлена система пожежної сигналізації, яка зосереджена на центральному пожежному посту. Судно обладнане стаціонарними системами пожежогасінні.

Оскільки судно призначене для перевезення легкозаймистих вантажів, то по Правилах Регістра України газовипускні трубопроводи дизеля забезпечені спеціальними іскрогасниками, що перешкоджають викиданню іскор з ВГ. Згідно Правилам Регістра України зовнішні поверхні парових котлів, головних та допоміжних механізмів й випускних трубопроводів теплоізовані для унеможливлення спалаху різних легкозаймистих предметів, що знаходяться поблизу ізованих елементів, а також для зменшення теплових втрат та запобігання опікам обслуговуючого персоналу.

Паливо і масла зберігаються в окремих герметичних ємкостях, при проведенні ремонтних робіт паливо і масла віддаляються. Чисте і використане дрантя зберігається в окремих герметичних ящиках. Для гасіння невеликих вогнищ пожеж застосовуються вогнегасники порошкового і вуглекислотного типу, ящик з піском.

6.7. Висновки до розділу

У даному розділі дипломного проекту розглянуто основні завдання охорони праці щодо забезпечення безпеки при виконанні ремонтних робіт та обслуговування мало обертового головного двигуна. Розглянуто базові вимоги при роботі з приладами та інструментами, як потрібно готуватися до початку виконання робіт. Розглянуто причини виникнення шуму та його вплив на організм обслуговуючого персоналу. Було розглянуто технічні вимоги при ремонті двигуна 5ДКРН 60/230, а саме як правильно користуватися піднімальним обладнанням при знятті основних вузлів та деталей дизеля.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Висновки		Літ.	Арк.
Студент		Кулігін Д.Д.						Аркушів
Керівник		Митрофанов О.С.					НУК	

Висновки

У роботі розглянуто загальну конструкцію малообертового суднового двигуна типу 5ДКРН 60/230 (UEC60LSII) виробництва фірми Mitsubishi. Було розглянуто можливі шляхи підвищення ефективних параметрів двигуна, а саме підвищення тиску наддувочного повітря.

У результаті проведення розрахунків визначено основні параметри робочого циклу для номінального режиму модернізованого за наддувом двигуна, що дозволило знизити питому витрату палива до $g_e = 0,166 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{год)}$.

Окрім цього було виконано розрахунок динаміки двигуна 5ДКРН 60/230 та на базі прототипу спроектовано турбокомпресор для наддуву типу ТК-76, який відповідає умовам і доцільності його використання на даному двигуні. Розраховано основні параметри турбокомпресора та змінено деякі вузли. Спроектований відцентровий компресор має ступінь підвищення тиску $\Pi_k = 3,8$ при КПД $\eta_{ад} = 0,833$ та забезпечує витрата повітря на двигуні на рівні $G = 21,75 \text{ кг/с}$. Температура повітря на виході з компресора при $T_o = 293 \text{ К}$ становить $T_k = 456,9 \text{ К}$ ($183,9 \text{ }^\circ\text{C}$). Потужність привода на розрахунковому режимі становить майже $3688,32 \text{ кВт}$, частота обертання ротора 10929 об/хв .

У роботі виконано розрахунок основних систем і розробку принципових схем двигуна 5ДКРН 60/230, а саме таких систем як паливна, масляна, охолодження, пуску стиснутим повітрям та система повітропостачання й газовипуску.

Також у дипломному проекті розглянуто основні положення, щодо охорони праці та правила безпеки при проведенні ремонтних робіт з двигуном та основні вимоги при його експлуатації.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Горбов В. М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с.
2. Фомин Ю. Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
3. Мошенцев Ю.Л. Розрахунок ступеня відцентрового наддувочного компресора. Методичні вказівки. УДМТУ: Миколаїв, 2006. – 49 с.
4. Дехович Д.А., Иванов Г.И., Круглов М.Г. Агрегаты воздухообеспечения комбинированных двигателей. М., Машиностроение, 1973. – 296 с.
5. Гаврилюк И.И. Системы воздухообеспечения корабельных ДВС. Теория и расчёт. Л.: Судостроение, 1973. – 423 с.
6. Бойков Б.П., Бордуков В.Г., Иванов П.В., Дейч Р.С. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.
7. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник – Л.: Судостроение, 1977. – 392 с.: ил.
8. Истомин П.А. Динамика судовых двигателей внутреннего сгорания: Учебник – Л.: Судостроение, 1964. – 288 с.: ил.
9. Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384с.
10. Ваншейдт В. А., Гордеев П. А., Захаренко Б. А., Истомин П. А. и др. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания: Учебник – Л.: Судостроение, 1978. – 368 с.
11. Лукин А.И., В.В. Добровольский. Конструктивные схемы систем судовых ДВС. Учебное пособие. Учебное пособие.. – Н.: НКИ, 1983. – 54 с.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

12. Эпельман Т.Е., Лукин А.И., Ткаченко С.Г. Расчёт определяющих параметров основных механизмов и оборудования СДУ на стадии эскизного проектирования: Учебное пособие.. – Николаев: НКИ, 1984. – 44 с.

13. Моргун А.К., Градиль В.П., Егошин Р.А. Справочник по Единой системе конструкторской документации: Под ред. Ю.И. Степанова. 2-е изд. перераб. и доп. Х.: Прапор, 1979. – 245 с.

14. *Marine Engine. IMO Tier II. Programme*, 2014. – 164 p.

15. *Pounder's. Marine Diesel Engine and Gas Turbines. Eighth edition*, 2004. – 914 p.

16. Мінчев Д. С., Нагірний А. В. Лабораторні роботи з дисципліни "Інформаційні основи САПР ДВЗ". Частина 2 : методичні вказівки – Миколаїв : Видавництво НУК, 2012. – 100 с.

					ДП.142.2227ст.03.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		